



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AUGUSTO SÉRGIO ARAUJO RIBEIRO

**ESTUDO SOBRE REFRIGERAÇÃO PASSIVA USANDO SPRAY D'ÁGUA EM
TELHADO COMPOSTO POR TELHAS DE FIBROCIMENTO**

JOÃO PESSOA - PB

2019

AUGUSTO SÉRGIO ARAÚJO RIBEIRO

**ESTUDO SOBRE REFRIGERAÇÃO PASSIVA USANDO SPRAY D'ÁGUA EM
TELHADO COMPOSTO POR TELHAS DE FIBROCIMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como requisito obrigatório à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos

JOÃO PESSOA – PB

2019

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

R484e Ribeiro, Augusto Sergio Araujo.

Estudo sobre refrigeração passiva usando spray d'água
em telhado composto por telhas de fibrocimento /
Augusto Sergio Araujo Ribeiro. - João Pessoa, 2019.
61 f. : il.

Orientação: Carlos Antônio Cabral dos Santos.
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Refrigeração Passiva. 2. Refrigeração Evaporativa.
3. Conforto Térmico. 4. Absortividade. I. Santos,
Carlos Antônio Cabral dos. II. Título.

UFPB/BC

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo estudar os efeitos da aspersão de água e consequente evaporação no telhado de um laboratório com telhas de fibrocimento, com a função de reduzir as transferências de calor para o interior do prédio. Este estudo se deu fazendo uso de modelos teóricos propostos através de balanços de energia no volume de controle de cada superfície do telhado, para posterior equacionamento do problema. Na sequência da formulação, foram desenvolvidos dois códigos computacionais na plataforma Engineering Equation Solver para resolver através de interações os modelos, sendo um sem aspersão de água e outro com aspersão. Os resultados foram avaliados para o caso em questão com temperatura do ar à 30°C e temperatura interna do laboratório à 28°C e para algumas variações de temperatura interna do laboratório e absortividade do material do telhado. Os resultados são apresentados na forma de gráficos e, para servirem no futuro como referências, em forma de tabelas. Possibilitando uma maior variação na análise dos efeitos da evaporação da água quanto a redução da temperatura do telhado e a consequente melhora no conforto do ambiente. É também discutido a possibilidade de outras melhoras tais como: diminuição do desperdício de água através do reaproveitamento da água não evaporada, com um sistema de coleta integrado ao reservatório de alimentação. Ainda como melhoria na eficiência energética, um sistema de controle poderia ser proposto para o acionamento da aspersão da água em função das temperaturas do telhado. Tal sistema poderia ser implementado no futuro.

Palavras-chave: Refrigeração Evaporativa; Refrigeração Passiva; Conforto Térmico; Absortividade.

ABSTRACT

The present work aims to study the effects of water spraying and consequent evaporation on the roof of a laboratory with fiber cement roofing tiles, with the purpose of reducing heat transfer to the interior of the building. This study was made using theoretical models proposed through energy balances in the control volume of each roof surface, for later equationing of the problem. Following the formulation, two computational codes were developed in the Engineering Equation Solver platform to solve through interactions between the models, one without spraying water and one spraying. The results were evaluated for the case in question with air temperature at 30°C and laboratory internal temperature at 28°C and for some variations of internal temperature of the laboratory and absorption of the roof material. The results are presented in the form of graphs and, to serve as references in the future, in the form of tables. This allows a greater variation in the analysis of the effects of water evaporation on the reduction of the temperature of the roof and the consequent improvement in the comfort of the environment. It is also discussed the possibility of other improvements such as: decrease of water waste through the reuse of non-evaporated water, with a collection system integrated to the feed tank. Also, as an improvement in energy efficiency, a control system could be proposed for the activation of the water sprinkler as a function of roof temperatures. Such a system could be implemented in the future.

Keywords: Evaporative Refrigeration; Passive Refrigeration; Thermal Comfort; Absorptivity.

Lista de Figuras

Figura 1 - Condução térmica unidimensional.....	13
Figura 2 - Convecção natural em uma superfície plana.	14
Figura 3 - Convecção forçada.....	15
Figura 4 - Distribuição de velocidade e de temperatura na camada limite.....	15
Figura 5 - Radiação incidente sobre uma superfície.....	17
Figura 6 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	19
Figura 7 - Ciclo de refrigeração por absorção.	20
Figura 8 - Carta adaptada dividida em 12 áreas.	21
Figura 9 - Sistema de refrigeração evaporativa.	24
Figura 10 - Aspersão de água em telhado com finalidade de refrigeração.....	25
Figura 11 - Gráfico com recomendações de conforto da ASHRAE.....	28
Figura 12 - Modelo teórico proposto sem os efeitos da evaporação (Superfície Externa).....	30
Figura 13 - Modelo teórico proposto sem os efeitos da evaporação (Superfície Interna).....	31
Figura 14 - Foto externa do laboratório LABES-03 enfatizando o telhado embutido.	33
Figura 15 – Modelo teórico proposto com os efeitos da evaporação (Superfície Externa).....	41
Figura 16 - Modelo teórico proposto com os efeitos da evaporação (Superfície Interna).	41

Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Temperaturas da superfície com e sem evaporação para $\alpha = 0,5$	46
Gráfico 2 - Comparativo dos fluxos de calor com e sem evaporação com $\alpha = 0,5$	46
Gráfico 3 - Variação das temperaturas em função da absortividade da telha.....	47
Gráfico 4 - Comportamento das temperaturas superficiais da telha em função da temperatura interna $\alpha = 0,5$	49
Gráfico 5 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absortividade sem evaporação.	50
Gráfico 6 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absortividade com evaporação.	51

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Estratégias recomendadas para cada área.....	22
Tabela 2 - Relação das atividades com o calor cedido ao ambiente.....	26
Tabela 3 - Radiação solar incidente para a latitude 8° Sul (W/m²)	32
Tabela 4 - Média das temperaturas máximas para João Pessoa (°C).	36
Tabela 5 - Média das temperaturas de bulbo úmido para João Pessoa (°C).....	36
Tabela 6 - Média da velocidade dos ventos para João Pessoa (m/s).	36
Tabela 7 - Dados do ar à 1 atm. e temperatura de bulbo seco de 30°C.	36
Tabela 8 - Dados da telha de fibrocimento.....	39
Tabela 9 - Variação das temperaturas em função da absortividade da telha [°C].	48
Tabela 10 - Comportamento das temperaturas superficiais da telha em função da temperatura interna [°C].	49
Tabela 11 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absortividade sem evaporação [W].....	50
Tabela 12 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absortividade com evaporação [W].....	51

Lista de Símbolos

q_x	Taxa de calor por condução na direção x
k	Condutividade térmica
ΔT	Diferencial de temperatura
Δx	Comprimento
A	Área do telhado
q_x''	Fluxo de calor por condução na direção x
Q_{cond}	Fluxo de calor por condução
Q_{conv}	Fluxo de calor por convecção
\bar{h}	Coefficiente convectivo médio
T_s	Temperatura da superfície
T_∞	Temperatura do fluido para convecção
E_n	Poder emissivo de um corpo negro
σ	Constante de <i>Stefan-Boltzmann</i>
E_R	Poder emissivo de um corpo real
ε	Emissividade
Q_{abs}	Calor absorvido por radiação
α	Absortividade
G	Irradiação
Q_{rad}	Trocas de calor por radiação de ondas longas externa
Q_{rad_int}	Trocas de calor por radiação de ondas longas interna
T_{viz}	Temperatura da vizinhança para trocas de calor por radiação
ρ	Refletividade
τ	Transmissividade
ω	Umidade específica
m_{vapor}	Massa de vapor de água atual
$m_{ar\ seco}$	Massa de ar seco
ϕ	Umidade relativa
$m_{saturação}$	Massa de vapor saturado
P_{vapor}	Pressão parcial de vapor

$P_{\text{saturação}}$	Pressão de saturação
I_g	Radiação solar incidente
T_{s1}	Temperatura da superfície externa da telha
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco do ar
Nu_L	Número de Nusselt
k_f	Condutividade térmica do fluido
L	Comprimento característico
Re_L	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
V_v	Velocidade do vento
k_{ar}	Condutividade térmica do ar
ν_{ar}	Viscosidade cinemática do ar
α_{ar}	Difusividade térmica do ar
ρ_{ar}	Densidade do ar
$T_{\text{céu}}$	Temperatura efetiva de céu
$\varepsilon_{\text{céu}}$	Emissividade do céu
ρ_{va}	Densidade de vapor
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido
ν_e	Volume específico do ar
$\varepsilon_{\text{telha}}$	Emissividade da telha de fibrocimento
ρ_{telha}	Densidade da telha de fibrocimento
c_{telha}	Calor específico da telha de fibrocimento
k_{telha}	Condutividade térmica da telha de fibrocimento
L_{telha}	Espessura da telha de fibrocimento
T_{s2}	Temperatura da superfície interna da telha
T_{int}	Temperatura interna do laboratório
Q_{evap}	Trocas de calor pela evaporação
\dot{m}_{H_2O}	Massa de água evaporada
c_L	Calor latente de vaporização da água
T_e	Taxa de evaporação

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	11
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1. Tipos de Transferência de Calor.....	12
2.1.1. Condução	12
2.1.2. Convecção	14
2.1.3. Radiação	16
2.2. Métodos de Refrigeração.....	18
2.2.1. Refrigeração por Compressão de Vapor.....	18
2.2.2. Refrigeração por Absorção	19
2.2.3. Refrigeração Passiva.....	20
2.3. Refrigeração Passiva.....	20
2.3.1. Refrigeração Evaporativa	22
2.3.2. Refrigeração Evaporativa Direta	23
2.3.3. Refrigeração Evaporativa Indireta.....	24
2.4. Conforto Térmico	26
3. METODOLOGIA DE CÁLCULO	29
3.1. Modelo Teórico sem Evaporação	29
3.1.1. Calor absorvido.....	31
3.1.2. Trocas de Calor por Convecção.....	33
3.1.3. Trocas de Calor por Radiação de Ondas Longas Externa	37
3.1.4. Trocas de Calor por Condução	39
3.1.5. Trocas de Calor por Radiação de Ondas Longas Interna	39
3.2. Modelo Teórico com Evaporação.....	40
3.2.1. Troca de Calor por Evaporação	42
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	45
5. CONCLUSÃO E SUGESTÕES	53

REFERÊNCIAS.....	54
APÊNDICE A – PROGRAMA DE CÁLCULO SEM EVAPORAÇÃO.....	56
APÊNDICE B – PROGRAMA DE CÁLCULO COM EVAPORAÇÃO.....	59

1. INTRODUÇÃO

As técnicas e processos utilizados na refrigeração evaporativa são estudadas há mais de trinta anos principalmente devido às dificuldades de se aproveitar esse tipo de sistema em climas quentes e úmidos (GONZÁLEZ, 1997). Isso mostra que há muito tempo já se procura utilizar o processo de evaporação da água como mecanismo de refrigeração, principalmente pelo seu elevado calor latente de vaporização.

Pensando nisso, decidiu-se analisar a possibilidade de instalação de um sistema de refrigeração evaporativa indireta, onde um sistema de bombeamento distribuiria água por toda extensão do telhado com a função de evaporação para reduzir a temperatura das telhas.

O laboratório de extrusão e coprodutos de biocombustível (LABES - 03) da Rede Cooperativa Norte e Nordeste do Gás Natural (RECOGÁS – N/NE) onde são realizados estudos sobre extração de óleo a partir de diversas sementes diferentes e estudos sobre o gás natural e biocombustíveis, utiliza um teto com telhas de fibrocimento sem forro, essas telhas não tem capacidade de isolar termicamente o interior do laboratório da radiação proveniente do sol, onde em um dia ensolarado a superfície interna do telhado chega a aproximadamente 55°C.

Aliado ao fato da baixa circulação de ar do laboratório e que as tarefas realizadas necessitam de um elevado metabolismo de quem opera, trabalhar nesse ambiente por muito tempo pode tornar-se exaustivo, diminuindo o rendimento dos funcionários e de quem utiliza o laboratório.

Como a evaporação da água não gera impactos no ambiente, o ciclo da água a torna um insumo renovável e como não existe a necessidade de um tratamento no local para aplicação, o sistema acaba sendo de baixo custo para implantação.

Este trabalho procura estimar como funcionaria esse sistema de refrigeração evaporativa indireta e o quanto seria capaz de diminuir a temperatura dos telhados e reduzir a quantidade de calor que chega ao interior do laboratório. Portanto, melhorando o conforto dos funcionários e diminuindo a carga térmica para uma futura instalação de um sistema de refrigeração

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para este trabalho, foi importante o estudo de autores relevantes nos assuntos a seguir.

- Transferência de calor
- Refrigeração passiva, evaporativa, direta e indireta
- Conforto térmico

2.1. Tipos de Transferência de Calor

Transferência de calor pode ser definida como a transferência de energia térmica através de um diferencial de temperatura num determinado espaço. Portanto, tudo que tiver uma diferença de temperatura entre dois pontos distintos, haverá uma transferência de calor.

Existem três formas de transferência de calor, são elas: Transferência de calor por condução, por convecção e por radiação. Dada uma situação onde exista um diferencial de temperatura, poderá ocorrer um ou mais tipos de transferência de calor, não sendo obrigatoriamente apenas de uma forma.

Quando o diferencial de temperatura se encontra em um meio estacionário, onde não existe movimento global das partículas, seja ele um sólido ou um fluido, disse-se que ocorre transferência de calor por *condução*. Já quando o diferencial de temperatura se encontra entre uma superfície e um fluido em movimento (Movimento global das partículas), esta transferência de calor é chamada de *convecção*. O modo de transferência de calor por *radiação* térmica ocorre em toda superfície que esteja em temperatura não nula, dessa forma, a superfície emite radiação na forma de ondas eletromagnéticas, que podem ou não ser absorvidas por outra superfície, não necessitando de um meio entre elas.

2.1.1. Condução

“A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas.” (INCROPERA *et al.*, 2015. p. 2). Essa transferência de energia se dá devido às atividades moleculares de um fluido ou pela vibração entre os retículos de um arranjo molecular dos sólidos.

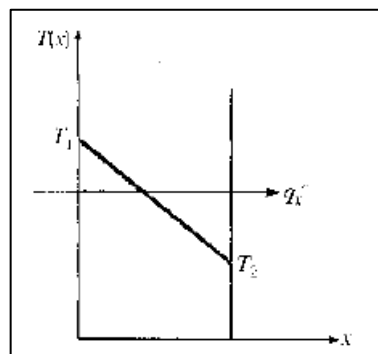
Essa condução de energia térmica é governada pela Lei de *Fourier*, a qual depende do gradiente de temperatura do meio, do tipo de material que apresenta essa diferença de temperatura e da espessura e área do material. A equação da taxa de condução expressa a quantidade de calor que passa por uma área de seção A e um comprimento Δx sob a influência de um diferencial de temperatura ΔT , A Lei de *Fourier* encontra-se a seguir.

$$q_x = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.1)$$

Onde, k é a *condutividade térmica* ($W/(m \cdot K)$) do material e determina o quanto o material transfere energia na forma de calor de um ponto ao outro, para uma condutividade térmica muito baixa, o material seria considerado um isolante térmico, já para uma condutividade elevada, o material poderia ser utilizado como um dissipador de calor.

O sinal negativo serve para a taxa ficar positiva, visto que o diferencial de temperatura ΔT fica negativo no sentido da condução térmica. Onde $\Delta T = T_2 - T_1$.

Figura 1 - Condução térmica unidimensional.



Fonte: Incropera *et al.* (2015)

Para uma transferência de calor por condução em função da área da seção transversal do material, esta transferência é chamada de *fluxo térmico* ou *fluxo de calor* (q_x'').

$$q_x'' = -k \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.2)$$

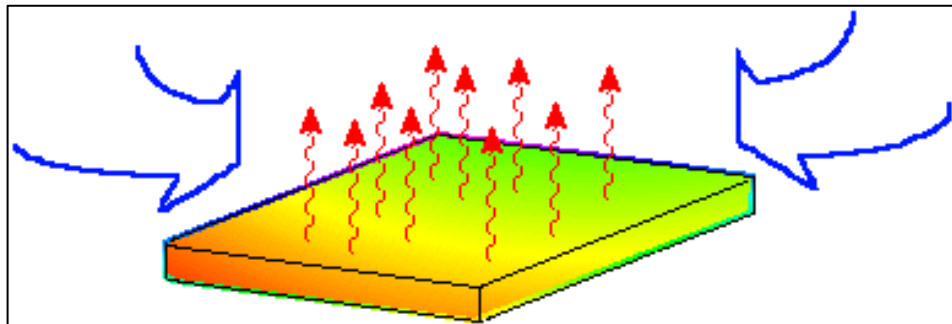
A unidade do fluxo térmico é (W/m^2).

2.1.2. Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre de duas formas, através da *difusão*, que é o movimento aleatório das moléculas, que ocorre naturalmente no fluido e através da *advecção*, que é o movimento global das moléculas, que ocorre devido alguma perturbação que gere movimento de aglomerados. Ou seja, pode ocorrer simultaneamente os dois mecanismos durante a transferência de calor por convecção.

Existem dois tipos de transferência de calor por convecção, a *convecção natural* que de forma mais simplificada, é causada pela proximidade de uma superfície com um fluido e a temperatura da superfície é diferente da temperatura do fluido, esse aquecimento ou resfriamento do fluido próximo da região de contato, faz com que a densidade do mesmo se altere, gerando assim um fluxo que ocorre de forma natural devido a diferenças nas densidades entre a região acima da superfície e a região dos arredores.

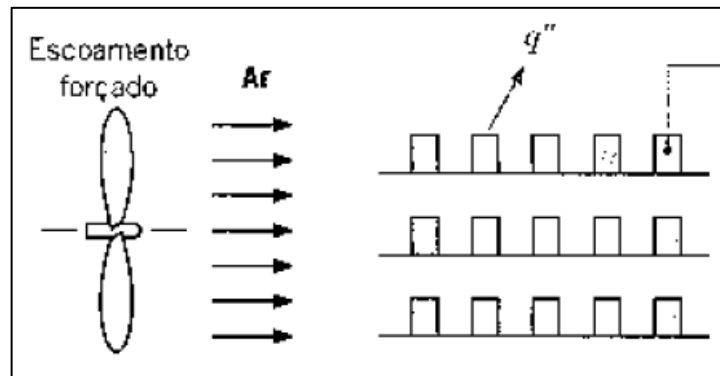
Figura 2 - Convecção natural em uma superfície plana.



Fonte: Solidworks (2019).

Outro tipo de transferência de calor por convecção é chamado de *convecção forçada*, onde algum dispositivo externo, como um ventilador, dá movimento ao fluido que ao escoar sobre uma superfície, gera uma distribuição de velocidade numa região chamada de *camada limite*, que ocorre devido os efeitos da viscosidade do fluido em contato com a superfície. Acima dessa camada, o fluido não sofre os efeitos dinâmicos do contato com a superfície.

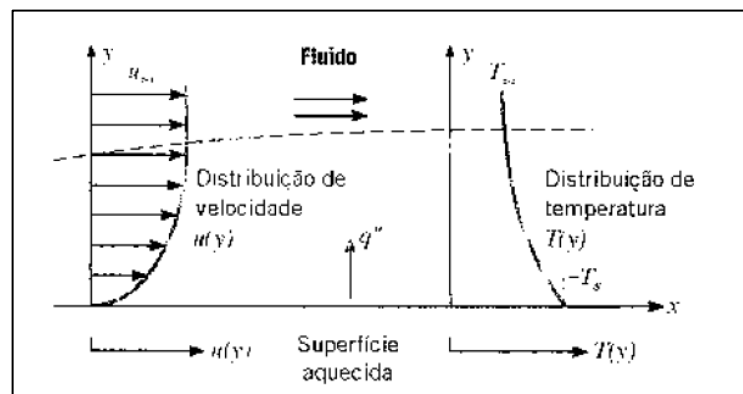
Figura 3 - Convecção forçada.



Fonte: Incropera *et al.* (2015).

Como a velocidade do fluido na interface de contato com a superfície é nula, nessa região ocorre apenas troca de calor por difusão, e à medida que se afasta da superfície, a troca de calor se dá predominantemente através do movimento global das moléculas. Esse calor vai sendo carregado pelo escoamento até ser transferido para fora da camada limite.

Figura 4 - Distribuição de velocidade e de temperatura na camada limite.



Fonte: Incropera *et al.* (2015).

A equação que rege a transferência de calor por convecção é conhecida como *lei de resfriamento de Newton*, esta, depende do coeficiente convectivo médio \bar{h} [$W/(m^2 \cdot K)$] e da diferença de temperatura entre a superfície T_s e o fluido T_∞ , e é dada por:

$$q'' = \bar{h}(T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

Onde, q'' é o fluxo de calor convectivo [W/m^2].

O coeficiente convectivo médio \bar{h} depende de várias condições como, geometria da superfície, propriedades do escoamento, tipo do fluido etc.

2.1.3. Radiação

Toda matéria que se encontre a uma temperatura acima de zero Kelvin emite radiação térmica, essa forma de energia é transmitida por ondas eletromagnéticas, logo, não existe a necessidade de um meio material para tal, sendo até mais eficiente no vácuo.

Portanto, como toda matéria com temperatura maior que zero emite radiação térmica, ela depende da temperatura que se encontra a matéria, e depende do tipo de material. Essa radiação térmica que é emitida por uma matéria qualquer é chamada de *poder emissivo "E"*, para um corpo ideal, também chamado de corpo negro, esse poder emissivo é definido pela equação a seguir.

$$E_n = \sigma T_s^4 \quad (2.4)$$

Onde, T_s é a temperatura da superfície (K) e σ é a constante de *Stefan-Boltzmann* ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} [W/(m^2 \cdot K^4)]$). Sendo esse o poder emissivo de um corpo negro.

Para o caso de um corpo emissivo real, existe uma propriedade da matéria chamada de *emissividade "ε"*, que varia entre 0 e 1, onde o 1 seria o corpo negro. Logo, para um corpo real, a equação modifica-se ficando conforme abaixo.

$$E_R = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (2.5)$$

Entretanto, uma matéria além de emitir radiação, pode também receber radiação térmica de outro corpo, essa radiação que incide proveniente de alguma matéria sobre o corpo em questão, é chamada de *Irradiação "G"*, essa radiação que incide sobre o corpo pode ser absorvida, refletida e/ou transmitida por ele. A propriedade do material que define quanto da irradiação será absorvida é chamada de *absortividade "α"* e varia entre $0 \leq \alpha \leq 1$. Logo, a irradiação absorvida é dada por:

$$G_{abs} = \alpha G \quad (2.6)$$

Quando a superfície é considerada *opaca*, a parte da irradiação que não for absorvida será refletida, quando a superfície é considerada como *semitransparente*, além da porção refletida, também terá uma parcela transmitida.

Para o caso em que a superfície é considerada como *superfície cinza*, onde a absorptividade e a emissividade são iguais $\alpha = \varepsilon$, o fluxo de transferência de calor que é emitida por uma superfície, ou seja, o que ela emite menos o que ela absorve, é dada pela equação a seguir.

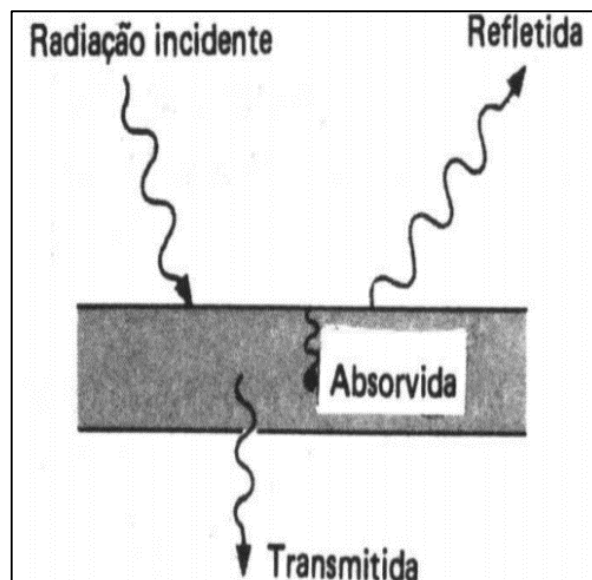
$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.7)$$

Esse é o fluxo líquido de radiação emitida pelo corpo em função de sua área (W/m^2).

Outras propriedades da matéria são a *refletividade* " ρ " e a *transmissividade* " τ ", onde a refletividade é a parcela da irradiação refletida pela matéria e a transmissividade é a parcela da irradiação transmitida pela matéria. Para uma superfície onde existe absorção, reflexão e transmissão, a soma de todas essas propriedades é igual à 1 (hum).

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.8)$$

Figura 5 - Radiação incidente sobre uma superfície.



Fonte: Franklin (2019).

2.2. Métodos de Refrigeração

Com a necessidade de reduzir a temperatura do ambiente, foi desenvolvido ao longo dos anos inúmeros métodos de refrigeração, sendo constantemente atualizados para melhor eficiência. Alguns métodos apresentam eficiência maior, outros podem utilizar-se de rejeitos térmicos de algum processo industrial e por mais que apresentem uma eficiência menor na redução da temperatura, o consumo de energia elétrica é reduzido.

Existem métodos de refrigeração que praticamente não utilizam energia elétrica, apenas fazem uso de processos naturais tais como o movimento do ar (vento), evaporação da água e alterações na umidade.

Um dos métodos de refrigeração mais utilizado em residências e algumas indústrias é a refrigeração por compressão de vapor, onde algumas informações sobre componentes e funcionamento do método encontram-se a seguir.

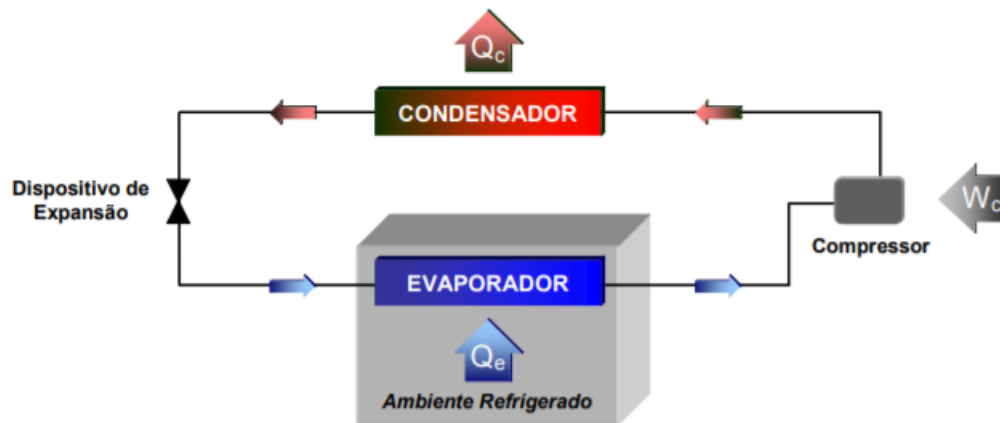
2.2.1. Refrigeração por Compressão de Vapor

A refrigeração por compressão de vapor é o método de refrigeração mais utilizado atualmente, composto por um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, onde um fluido refrigerante é quem passa pelas etapas do sistema e sofre as trocas de calor.

O sistema funciona ao comprimir o fluido refrigerante, aumentando sua temperatura e pressão no compressor, passa para um condensador onde é realizada a primeira troca de calor, sendo essa com o meio externo, reduzindo a temperatura e condensando o fluido, ao sair do condensador segue para uma válvula de expansão, onde pressão e temperatura são reduzidas, chegando ao evaporador, onde o fluido realiza a segunda troca de calor, sendo essa com o meio interno, e evapora, voltando ao estado de vapor. A partir daí o ciclo se repete.

Outro método de refrigeração bastante utilizado é o método da absorção, onde o compressor é substituído por um conjunto de componentes tais como um gerador de vapor, um absorvedor e uma bomba.

Figura 6 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Gomes (2006).

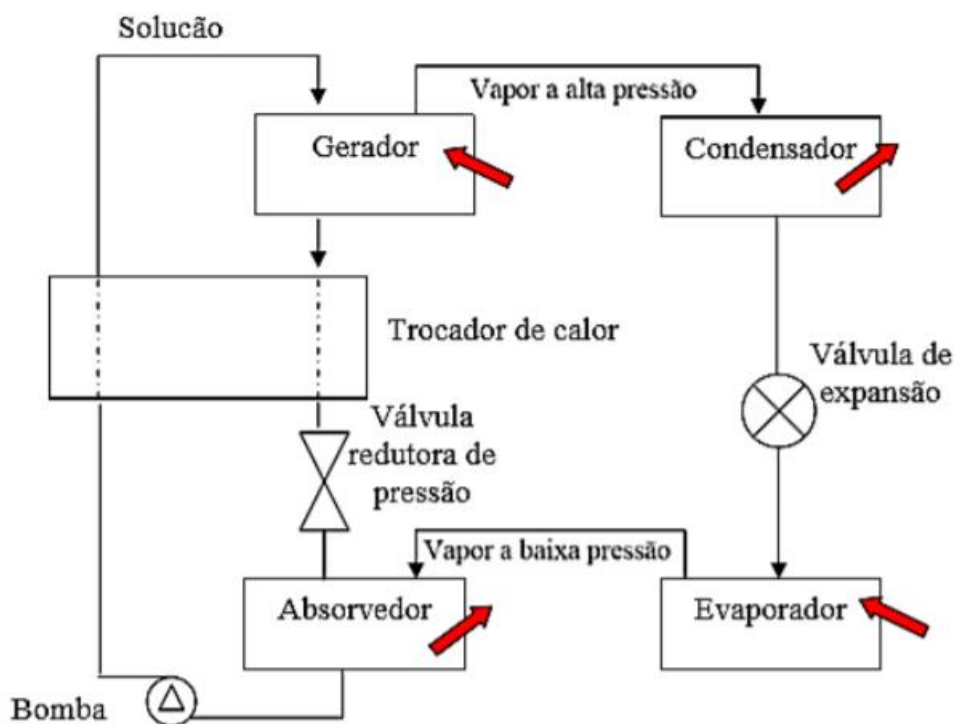
2.2.2. Refrigeração por Absorção

A refrigeração por absorção é um método bastante utilizado em indústrias que apresentem rejeito térmico em algum de seus processos, é também um método bastante econômico que, por mais que utilize uma bomba nos componentes que substituem o compressor, esta é bem mais econômica frente a um compressor tradicional. O sistema faz uso de um par de fluidos, normalmente o par amônia (refrigerante) – água (absorvente).

Os componentes de um sistema que utiliza a refrigeração por absorção são bem parecidos com o da refrigeração por compressão de vapor, composto por um condensador, uma válvula de expansão, um evaporador e o compressor é substituído por um absorvedor, um gerador de vapor e uma bomba.

As etapas que ocorrem na refrigeração por absorção são: Calor de uma fonte externa entra no gerador de vapor e evapora o refrigerante que separa da solução e vai para o condensador onde calor é cedido ao meio externo reduzindo sua temperatura mas ainda com elevada pressão, este refrigerante segue para a válvula de expansão onde a pressão do fluido é bastante reduzida, seguindo para o evaporador, onde o fluido recebe calor do meio que se deseja refrigerar e passa para fase de vapor à baixa pressão e segue para o absorvedor. A solução pobre em refrigerante que resta no gerador, passa por uma válvula redutora de pressão e segue para o absorvedor, onde absorve vapor que vem do evaporador, formando uma solução rica em refrigerante, para concluir o ciclo, uma bomba eleva a pressão da solução rica em refrigerante de volta para o gerador, reiniciando o ciclo.

Figura 7 - Ciclo de refrigeração por absorção.



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (2985) *apud* Costa (2018).

2.2.3. Refrigeração Passiva

É o método de refrigeração que apresenta maior economia de energia por praticamente não fazer uso de energia elétrica, exceto alguns métodos que utilizam, mas em pequenas quantidades. É capaz de ser utilizada sem uso de componentes específicos pois em alguns casos ela encontra-se até mesmo no setor de projeto de um edifício, por exemplo, na escolha do posicionamento das janelas para uma melhor ventilação, ao utilizar uma fonte de água ou espelho d'água para reduzir a temperatura através da evaporação.

Por ser o foco principal do trabalho, foi realizada uma seção específica para este método de refrigeração.

2.3. Refrigeração Passiva

“Refrigeração passiva pode ser definida como a remoção de calor do ambiente do edifício pelo uso de processos naturais de rejeição de calor para a atmosfera por convecção,

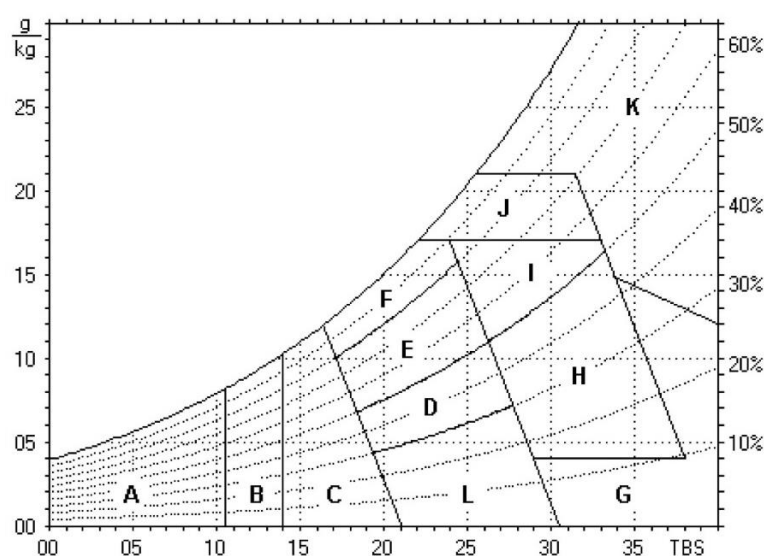
evaporação e radiação ou para o solo adjacente por condução e convecção.” (NAHAR, SHARMA e PUROHIT, 2003 *apud* RORIZ, 2007. p. 20).

Logo, qualquer método que busque aumentar ou reduzir a temperatura de um ambiente através de processos naturais com objetivo de melhorar o conforto térmico, é considerado refrigeração passiva. Alguns exemplos de processos naturais que são utilizados para condicionar um ambiente são, resfriamento evaporativo, ventilação, aquecimento solar, umidificação e desumidificação através da renovação do ar interno, entre outros.

A NBR 15220-3 (2005) da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) criou um conjunto de recomendações com o objetivo de otimizar os sistemas de refrigeração passiva adequando-o ao clima de sua região. Fazendo uso de uma carta bioclimática adaptada que apresenta 12 áreas diferentes, recomenda-se um método de resfriamento passivo indicado para cada uma delas.

Para utilizar esta carta, são inseridas retas com as médias das temperaturas máximas de uma região em uma extremidade e médias das temperaturas mínimas na outra extremidade. Com as retas já traçadas na carta, é possível observar em qual área a região localiza-se e conseqüentemente, saber qual o método de refrigeração passiva recomendado para buscar o conforto térmico.

Figura 8 - Carta adaptada dividida em 12 áreas.



Fonte: Adaptado de Givoni (1992) *apud* ABNT (2005).

Após traçadas as retas, analisa-se qual área do gráfico que mais se adequa a região para posteriormente ver qual estratégia é a recomendada através da tabela 1. Cada área da carta corresponde a estratégia recomendada a seguir.

Tabela 1 - Estratégias recomendadas para cada área.

Área	Estratégia recomendada
A	Zona de aquecimento artificial (calefação)
B	Zona de aquecimento solar da edificação
C	Zona de massa térmica para aquecimento
D	Zona de conforto térmico (baixa umidade)
E	Zona de conforto térmico
F	Zona de desumidificação (renovação do ar)
G + H	Zona de resfriamento evaporativo
H + I	Zona de massa térmica de refrigeração
I + J	Zona de ventilação
K	Zona de refrigeração artificial
L	Zona de umidificação de ar

Fonte: Adaptado da NBR 15220-3 (ABNT, 2005).

2.3.1. Refrigeração Evaporativa

Para evaporar, a água necessita de energia na forma de calor, são necessários aproximadamente 2.257 kJ/kg de energia (ÇENGEL; BOLES, 2013). Chamado de calor latente a energia térmica utilizada para mudança de fase da água não alterando sua temperatura, apenas seu estado, e calor sensível a energia térmica que é perceptível através da mudança de temperatura da água, tanto para mais (recebe calor) quanto para menos (cede calor).

Essa energia que a água utiliza para evaporar, é retirada do ambiente, podendo ser do ar ao seu redor e até de alguma superfície que esteja em contato com a água. Logo, sabendo que durante a evaporação da água a temperatura dela não se altera, em contrapartida, a temperatura do ambiente ou superfície de onde foi cedido a energia na forma de calor, é reduzida.

Dessa forma, ao evaporar, a água passa do estado líquido para o estado de vapor, aumentando assim a umidade do ar atmosférico local, sendo este formado por uma parcela de ar seco e uma parcela de vapor d'água. Sabe-se que a relação da massa de vapor de água pela massa de ar seco em quilogramas é definida como *umidade específica*, dada em quilograma de vapor d'água por quilograma de ar seco (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\omega = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{ar seco}}} \quad (2.9)$$

Outra forma de especificar a relação de vapor de água e ar seco, é através da *umidade relativa*, que é dada pela relação da massa de vapor atual pela massa de vapor máxima que o ar

pode conter à mesma temperatura (saturação). Essa relação é mais utilizada para fins de conforto térmico e refrigeração evaporativa, pois mostra o quão próximo da saturação o ar atmosférico se encontra.

$$\varphi = \frac{m_{vapor}}{m_{saturação}} \quad (2.10)$$

Pode-se também expressar a umidade relativa em função das pressões de vapor. Como o volume, a temperatura e a constante de gás do vapor de água são iguais, fica.

$$\varphi = \frac{m_{vapor}}{m_{saturação}} = \frac{(P_v V / R_v T)}{(P_s V / R_v T)} = \frac{P_{vapor}}{P_{saturação}} \quad (2.11)$$

A umidade relativa é dada em porcentagem.

Dessa forma, para melhor aproveitar o potencial evaporativo da água em refrigerar um ambiente, tem-se que, quanto mais seco for o ar atmosférico, ou seja, menor a umidade relativa, maior será a quantidade de água evaporada e, portanto, a quantidade de calor retirado do ambiente.

Existem duas formas de se utilizar as perdas de calor através da refrigeração evaporativa, pode-se refrigerar um ambiente diretamente, diminuindo sua temperatura e aumentando sua umidade relativa ou, pode-se refrigerar um ambiente indiretamente, onde a evaporação da água retira calor do telhado ou parede onde o ambiente que se deseja refrigerar está inserido, por exemplo, e o telhado refrigera o ambiente através das trocas secas de calor (convecção e radiação), dessa forma, a umidade relativa do ambiente não se altera.

2.3.2. Refrigeração Evaporativa Direta

Os sistemas de refrigeração evaporativa direta, como falado anteriormente, são aqueles que refrigeram o ar ambiente diretamente, diminuindo sua temperatura e aumentando sua umidade relativa até o máximo de 100% onde, se a temperatura cair depois desse ponto, o vapor d'água começaria a condensar novamente.

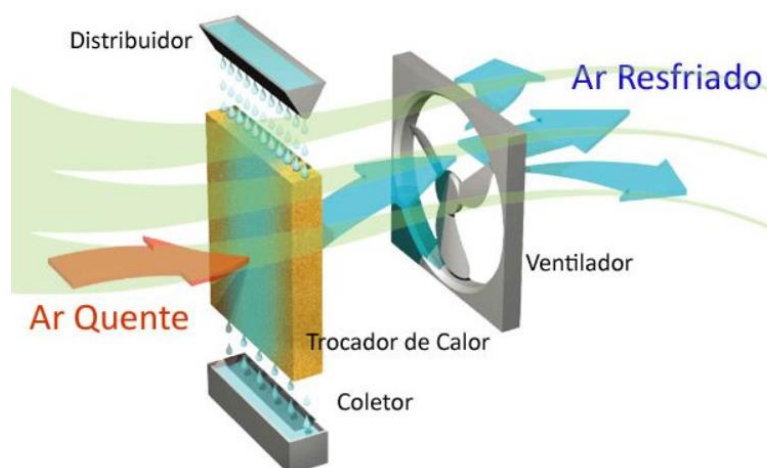
A temperatura onde vapor d'água começa a condensar ao refrigerar o ar à pressão constante, é chamado de *temperatura de ponto de orvalho*.

Esses métodos de refrigeração são utilizados onde a umidade do ar que se deseja refrigerar, está abaixo das recomendadas para conforto térmico.

Uma das formas utilizadas para refrigerar um ambiente diretamente de forma evaporativa, é pela utilização de espelhos d'água e fontes, isso de forma passiva pois, como mostrado anteriormente, a refrigeração passiva utiliza pouca ou nenhuma energia elétrica.

Pode-se também fazer uso de equipamentos elétricos que apesar de ligados à rede, consomem pouca energia. Exemplo disso é o uso de ventiladores que forçam a passagem do ar seco por um tecido ou malha que esteja úmido, a água do tecido evapora e refrigera o ar que sai aumentando sua umidade.

Figura 9 - Sistema de refrigeração evaporativa.



Fonte: Adaptado de Refrescare (2019).

O ar que sai desse sistema não pode ser refrigerado novamente, uma vez que sua umidade já está elevada e caso passasse pelo sistema novamente, começaria a condensar a água.

2.3.3. Refrigeração Evaporativa Indireta

Para os casos onde não se deseja alterar a umidade do ambiente, como em situações que a umidade interna já esteja próxima a de conforto, recorre-se a refrigeração indireta, onde, por meio da refrigeração evaporativa é retirado energia térmica na forma de calor do telhado ou parede que esteja ao redor do ambiente que queira-se condicionar, esse telhado, por exemplo, perde calor devido a evaporação, reduz sua temperatura e consequentemente, a temperatura da superfície interna.

Dessa forma, os efeitos radiativos da alta temperatura da superfície interna são amenizados, reduzindo a carga térmica do ambiente e facilitando a aproximação do conforto térmico.

Um dos métodos de refrigeração evaporativa indireta, é o de utilizar uma camada de água no telhado do edifício, onde a água evapora e refrigera a superfície. Por mais que aparente ser um sistema simples, existe alguns efeitos negativos como sobrecarga na estrutura do edifício, problemas com infiltração e riscos biológicos.

Outro método utilizado para refrigeração indireta, é a aspersão de água no telhado, fazendo uso de equipamentos de bombeamento, tubulações e até equipamentos de aspersão, distribui-se água por toda a extensão do telhado, criando uma fina camada de água. Essa água evapora e retira calor do telhado.

Figura 10 - Aspersão de água em telhado com finalidade de refrigeração.



Fonte: Adesso (2007) *apud* Roriz (2007).

Por utilizar uma camada de água muito fina, não existe sobrecarga na estrutura do prédio nem os riscos biológicos de proliferação de fungos e insetos.

2.4. Conforto Térmico

Segundo a American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers¹ (ASHRAE, 2017), conforto térmico é o estado de espírito que expressa satisfação com o ambiente térmico em que está inserido e está sujeito a uma avaliação subjetiva. Ou seja, o conforto térmico é uma situação que pode muitas vezes variar de pessoa para pessoa.

Em geral, conforto ocorre quando a temperatura do corpo é mantida em uma faixa estreita, a pele apresenta baixa umidade e o esforço fisiológico de regulação é minimizado. (ASHRAE, 2017) Logo, no ambiente onde a pessoa sua pouco ou não sua e os esforços fisiológicos de regulação térmica do corpo são minimizados, ou seja, onde o corpo não se esforça muito para regular sua temperatura, pode-se considerar que o ambiente está em conforto térmico.

Tabela 2 - Relação das atividades com o calor cedido ao ambiente.

Atividade	Calor Metabólico [W]
Durante o sono (basal)	80
Sentado, em repouso	115
Em pé, em repouso	120
Sentado, cosendo à mão	130
Escritório (atividade moderada)	140
Em pé, trabalho leve	145
Datilografando rápido	160
Lavando pratos	175
Confeccionando calçados	190
Andando	220
Trabalho leve, em bancada	255
Garçom	290
Descendo escada	420
Serrando madeira	520
Nadando	580
Subindo escada	1280
Esforço máximo	870 a 1400

Fonte: Adaptado de Mesquita (1977) *apud* Frota; Schiffer (2001).

O ser humano em repouso pode produzir cerca de 100W de calor através de suas atividades metabólicas, esse calor é então dissipado para o ambiente em que esteja inserido. Logo, pode-se considerar o ser humano como uma fonte de calor e a quantidade produzida varia de acordo com a atividade realizada.

¹ Tradução: Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Condicionamento de Ar.

Muitas vezes, durante as atividades que exigem maior esforço e consequentemente geram mais calor, a temperatura interna do corpo humano é alterada. Alterações na temperatura do corpo geram diversas reações, entre elas a vasodilatação para o caso de aumento na temperatura interna, onde aumenta-se o fluxo sanguíneo nas extremidades do corpo para transferir o calor interno para a pele e, portanto, ceder calor ao ambiente. Já no caso de queda na temperatura interna, o corpo humano adapta-se contraindo os vasos sanguíneos (vasoconstrição), dessa forma, diminui a transferência de calor interna para a pele e consequentemente, as trocas de calor com o ambiente são reduzidas.

Outra forma que o corpo humano tem de regular sua temperatura é através do suor, durante as atividades que geram mais calor e aumentam a temperatura interna, o corpo procura reduzir essa temperatura através do suor, este ao ser posto para fora da pele começa a evaporar retirando calor da pele e diminuindo sua temperatura.

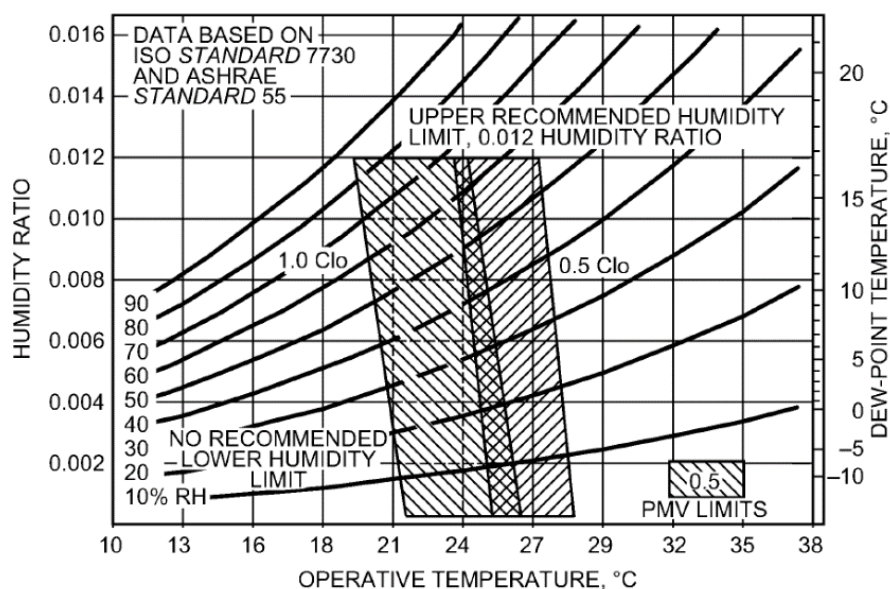
Quando as condições ambientais são favoráveis à evaporação do suor, o corpo pode se manter relativamente seco. Portanto, quando o ambiente apresenta elevada umidade, a evaporação do suor fica mais difícil de ocorrer e, consequentemente, aumenta a umidade na pele, gerando assim desconforto para a pessoa.

Dessa forma, a regulação da temperatura do corpo humano necessita de algumas condições para melhor funcionamento, sendo ideal o caso onde quase não seja necessário a utilização da termorregulação.

A ASHRAE faz algumas recomendações tanto para a temperatura máximas e mínima quanto para a umidade específica máxima, não tendo uma recomendação para umidade específica mínima. Porém, sabe-se que em umidades muito baixas, pode ocorrer desconforto nos olhos, lábios e mucosas que ficam muito secas.

Segue um gráfico com as recomendações da ASHRAE que levam em consideração as vestimentas utilizadas, para o uso de calças, camisa de manga curta e sapato (0,5 clo) e o uso de calças, camisa de manga longa, sapato e suéter (1 clo). As vestimentas servem para dificultar as trocas de calor entre o corpo humano e o ambiente, e a sua unidade é dada em “clo” onde $1\ clo = 0,155[(m^2 \cdot K)/W]$ (ASHRAE, 2017).

Figura 11 - Gráfico com recomendações de conforto da ASHRAE.



Fonte: ASHRAE (2017).

Levando em consideração o gráfico de 0,5 *clo* devido a semelhança com as vestimentas utilizadas no clima quente, observa-se uma recomendação de temperaturas de 23°C a 28°C e umidade relativa máxima variando entre 55 e 70%, dependendo da temperatura.

Já a ABNT, através da NBR 15220 – 3, recomenda para conforto, temperaturas entre 17°C e 27°C e umidade relativa entre 30 e 80%, conforme visto na Figura 6 em conjunto com a tabela 1.

3. METODOLOGIA DE CÁLCULO

Para analisar os efeitos da evaporação da água nas temperaturas externa e interna da telha, foi desenvolvido um modelo teórico onde, através dos processos de trocas de calor foi realizado um balanço de energia na superfície externa e outro na superfície interna da telha, para posterior formulação do problema.

Primeiramente foi realizado um equacionamento e calculado as temperaturas da telha sem os efeitos da evaporação da água e posteriormente realizado um novo equacionamento com o acréscimo da evaporação da água. Podendo assim comparar como a evaporação da água afeta as temperaturas na telha e consequentemente, quanto calor entra no interior do laboratório.

Para isso, algumas considerações foram utilizadas com a finalidade de simplificação dos cálculos, são elas:

- Telha plana (sem ondulações).
- Absortividade constante no material.
- Emissividade não varia com a temperatura do corpo.
- Corpos adjacentes não influenciam nas trocas de calor.
- Toda massa de água aspergida evapora.

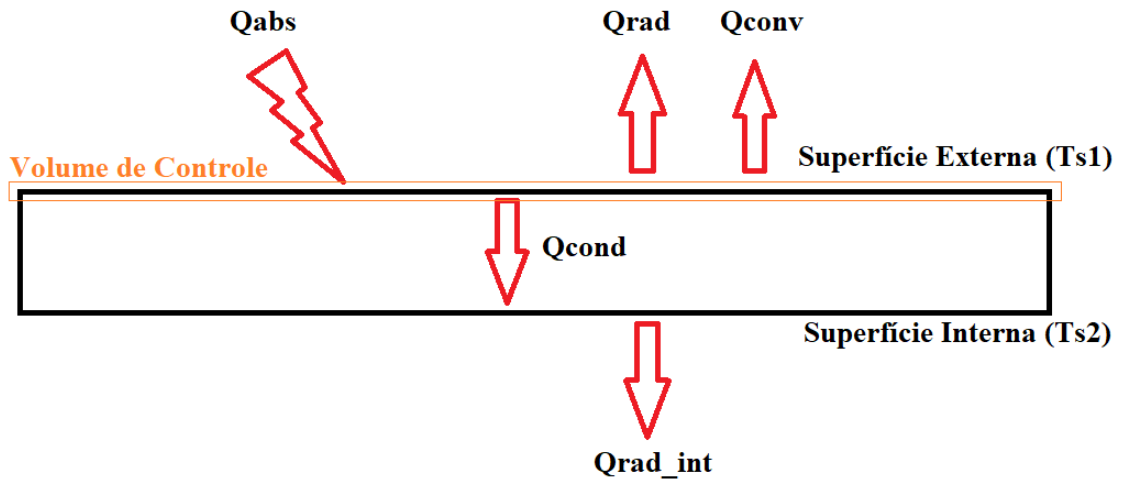
3.1. Modelo Teórico sem Evaporação

A partir dos processos de transferência de calor, foi possível realizar um modelo teórico onde ocorre as trocas de calor na telha, esse modelo levou em consideração a absorção de calor devido à incidência de radiação solar diretamente no telhado, as trocas de calor por radiação de ondas longas entre o telhado e o céu, sendo realizado também o ajuste de sua temperatura, trocas de calor devido fluxo de ar que passa por cima do telhado, gerando uma convecção forçada e o fluxo de calor por condução no interior da telha entre as superfícies externas e internas.

Já para a superfície interna, o modelo considerou a condução de calor entre as superfícies externa e interna e a troca de calor por radiação entre o ambiente e a superfície interna do telhado

A seguir encontra-se uma representação do modelo proposto.

Figura 12 - Modelo teórico proposto sem os efeitos da evaporação (Superfície Externa).



Fonte: Elaborada pelo Autor (2019).

Dessa forma, ao aplicar um balanço de energia no volume de controle que se encontra ao redor da superfície externa, sabendo que não existe acúmulo nem geração de energia interna, é possível concluir.

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{sai} \quad (3.1)$$

Logo, da equação (3.1) conclui-se que.

$$Q_{abs} = Q_{rad} + Q_{conv} + Q_{cond} \quad (3.2)$$

Onde,

Q_{abs} é a quantidade de calor absorvida pela telha (W).

Q_{rad} é a troca de calor por radiação de ondas longas com o céu (W).

Q_{conv} é a troca de calor por convecção com ar externo (W).

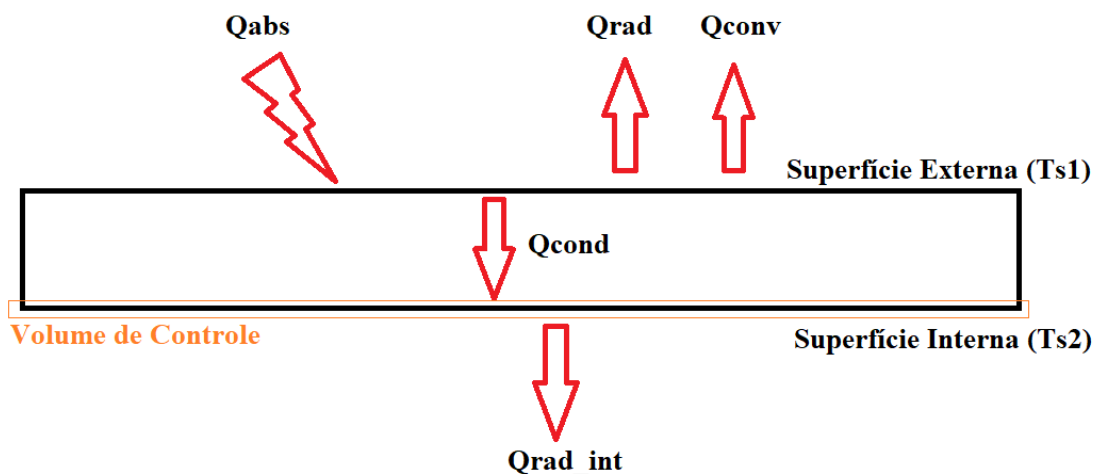
Q_{cond} é a troca de calor por condução interna na telha (W).

T_{s1} é a temperatura da superfície externa (K).

T_{s2} é a temperatura da superfície interna (K).

O volume de controle aplicado na superfície interna do telhado está representado a seguir.

Figura 13 - Modelo teórico proposto sem os efeitos da evaporação (Superfície Interna).



Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Aplicando um balanço de energia no volume de controle da superfície interna, e como também não apresenta geração de energia nem energia acumulada, obtém-se.

$$Q_{cond} = Q_{rad_int} \quad (3.3)$$

Onde,

Q_{cond} é a condução interna na telha (W).

Q_{rad_int} é a troca de calor por radiação de ondas longas com o interior (W).

3.1.1. Calor absorvido

Para saber a quantidade de calor que incide sobre o telhado do laboratório, foi necessário buscar dados de incidência de radiação solar para a latitude de João Pessoa na Paraíba, essa apresenta uma latitude aproximada de 7° Sul² e os dados que mais se aproximam são os de Recife que encontra-se a uma latitude 8° Sul.

Os dados de insolação escolhidos para serem utilizados neste trabalho foram os de maior incidência solar no plano horizontal, ou seja, os que apresentaram a maior quantidade de radiação solar incidente para essa latitude. Sendo assim, escolhido os dados de 22 de março/ 22 de setembro, com pico de 1.129 W/m^2 .

Segue abaixo a tabela de radiação solar incidente para a latitude em questão.

² Disponível em: <https://latitude.to/map/br/brazil/cities/joao-pessoa>. Acesso em 19 de junho de 2019.

Tabela 3 - Radiação solar incidente para a latitude 8° Sul (W/m²)

	06h	07h	08h	09h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h
S	0	30	48	55	63	68	65	68	63	55	48	30	0
SE	16	342	473	439	322	154	65	68	63	55	48	30	0
E	22	490	705	689	547	326	65	68	63	55	48	30	0
NE	16	368	552	567	488	347	164	68	63	55	48	30	0
NE	0	49	104	146	181	204	205	204	488	146	104	49	0
NW	0	30	48	55	63	68	164	347	488	567	552	368	16
W	0	30	48	55	63	68	65	326	547	689	705	490	22
SW	0	30	48	55	63	68	65	154	322	439	473	342	16
H	0	185	466	739	954	1091	1129	1091	954	739	466	185	0

Fonte: Adaptado de Frota e Schiffer (2001).

Logo, é possível observar que a incidência mais crítica no plano horizontal (H) ocorre às 12 horas com valor igual à 1.129, sendo esse o valor escolhido como radiação solar incidente (I_g) para ser utilizado nos cálculos desse trabalho.

$$I_g = 1.129 \text{ W/m}^2 \quad (3.4)$$

Como visto nas seções anteriores, os materiais apresentam propriedades que reagem às radiações incidentes sobre eles, são elas: absorptividade, refletividade e transmissividade. Para os materiais opacos, apenas absorptividade e refletividade.

Logo, o que influencia no aumento da temperatura do material é o quanto ele absorve da radiação incidente, dessa forma, quanto maior a absorptividade, maior o calor absorvido.

Para o telhado do laboratório, foram utilizadas telhas de fibrocimento, e sua absorptividade aproximada $\alpha = 50\%$ ou 0,5 (BRASILIT, 2019). Ou seja, metade da radiação solar incidente sobre a telha é absorvida e a outra metade é refletida de volta.

Portanto, a quantidade de calor que o telhado do laboratório absorverá é dada pela equação a seguir.

$$Q_{abs} = I_g \alpha A \quad (3.5)$$

Onde,

α é a absorptividade (Adimensional).

I_g é a radiação solar incidente (W/m^2).

A é a área do telhado (m^2).

3.1.2. Trocas de Calor por Convecção

Outro processo proposto de troca de calor que ocorre na superfície da telha é a convecção, como o laboratório é localizado em uma área externa e tem apenas um prédio vizinho, é conveniente que a circulação de ar seja boa. Logo, essa circulação provoca um escoamento do ar atmosférico sobre o telhado gerando um perfil de velocidade sobre a telha e um perfil de temperatura.

Devido à estrutura do prédio ser de telhado embutido, onde grande parte das telhas não ficam aparentes, é aceitável a utilização de um escoamento completamente turbulento, onde as paredes externas funcionam como um anteparo impedindo o fluxo laminar do ar, tornando assim completamente turbulento.

Figura 14 - Foto externa do laboratório LABES-03 enfatizando o telhado embutido.



Fonte: Elaborada pelo Autor (2019).

Portanto, por ser uma troca de calor devido o movimento do ar atmosférico sobre o telhado, a equação utilizada para convecção é dada pela Lei de Resfriamento de Newton.

$$Q_{conv} = h_c A (T_{s1} - T_{\infty}) \quad (3.6)$$

Onde,

Q_{conv} é a troca de calor por convecção (W).

h_c é o coeficiente convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$).

A é a área do telhado (m^2).

T_{s1} é a temperatura da superfície externa do telhado (K).

T_∞ é a temperatura do ar (K).

Logo, é admitido que a temperatura do ar externo é igual à temperatura de bulbo seco.

$$T_\infty = T_{bs} \quad (3.7)$$

Inicialmente, é necessário calcular o valor do coeficiente convectivo, como o escoamento foi admitido completamente turbulento, não existe parcela inicial de escoamento laminar. Logo, é possível calcular o escoamento convectivo médio através da equação abaixo.

$$h_c = \frac{Nu_L k_f}{L} \quad (3.8)$$

Onde,

Nu_L é o número de Nusselt (Adimensional).

k_f é a condutividade térmica do fluido ($W/(m \cdot K)$).

L é o comprimento do telhado (m).

h_c é o coeficiente convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$).

O número de Nusselt representa a razão entre as trocas de calor por convecção e por condução em um fluido onde, para valores de $Nu = 1$, tem-se um escoamento completamente condutivo, não existindo movimento global do fluido. Já para $Nu \gg 1$, o escoamento convectivo sobressai-se em relação à condução no fluido.

Valores de Nusselt para um escoamento completamente turbulento pode ser calculado através da equação a seguir (INCROPERA *et al.*, 2015).

$$Nu_L = \left(0,037 Re_L^{4/5}\right) Pr^{1/3} \quad (3.9)$$

Onde,

Re_L é o número de Reynolds (Adimensional).

Pr é o número de Prandtl (Adimensional).

O número de Reynolds representa a razão entre as forças de inércia e as forças de viscosidade de um fluido. Número de Reynolds menores que 5×10^5 são considerados escoamentos laminares, já para números de Reynolds maiores que 5×10^5 o escoamento é do tipo turbulento. Já quando $Re = 5 \times 10^5$, é chamado de Reynolds crítico e é possível através dele, calcular a distância onde o escoamento passa de laminar para turbulento.

A equação que permite calcular o número de Reynolds segue abaixo.

$$Re_L = \frac{V_v L}{\nu} \quad (3.10)$$

Onde,

V_v é a velocidade do vento (m/s).

L é o comprimento (m).

ν é a viscosidade cinemática do fluido (m^2/s).

Já o número de Prandtl é a razão entre a difusividade de momento e a difusividade térmica, sendo função do fluido e de sua temperatura. A equação que resulta no número de Prandtl é dada a seguir.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.11)$$

Onde,

Pr é o número de Prandtl (Adimensional).

ν é a viscosidade cinemática do fluido (m^2/s).

α é a difusividade térmica do fluido (m^2/s).

Como são necessários dados de temperatura e velocidade dos ventos, foram obtidas tabelas com as devidas informações através do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET),

onde essas tabelas informam as temperaturas e velocidades dos ventos médias entre os anos de 1981 e 2010 para inúmeras cidades do Brasil.

Segue as tabelas para a cidade de João Pessoa, sendo elas temperatura de bulbo seco máxima, temperatura de bulbo úmido média e média das velocidades dos ventos.

Tabela 4 - Média das temperaturas máximas para João Pessoa ($^{\circ}\text{C}$).

Local	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.	Média
João Pessoa	30,60	30,80	30,90	30,40	30,00	28,90	28,40	28,50	29,10	29,80	30,20	30,50	30,10

Fonte: Adaptada de INMET (2019).

Tabela 5 - Média das temperaturas de bulbo úmido para João Pessoa ($^{\circ}\text{C}$).

Local	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.	Média
João Pessoa	24,50	24,70	25,00	24,90	24,60	23,70	23,10	22,90	23,10	23,50	23,90	24,30	24,10

Fonte: Adaptada de INMET (2019).

Tabela 6 - Média da velocidade dos ventos para João Pessoa (m/s).

Local	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.	Média
João Pessoa	3,20	3,20	3,10	2,90	2,90	3,00	3,20	3,60	3,70	3,60	3,50	3,30	3,20

Fonte: Adaptada de INMET (2019).

Através das médias obtidas pelas tabelas 4 e 5, foi decidido utilizar a temperatura de bulbo seco como sendo igual à $T_{bs} = 30^{\circ}\text{C}$ ($303,15\text{ K}$) e a temperatura de bulbo úmido igual à $T_{bu} = 24^{\circ}\text{C}$ ($297,15\text{ K}$). Utilizando esses dados de entrada em uma carta psicrométrica, obtém-se uma umidade relativa aproximada de 60%.

Da tabela 6 é retirado a média das velocidades dos ventos, sendo essa igual à $V_v = 3,2\text{ m/s}$ e que será utilizada nos programas de cálculos.

Tabela 7 - Dados do ar à 1 atm. e temperatura de bulbo seco de 30°C .

Densidade (ρ_{ar})	1,164	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
Condutividade Térmica (k_{ar})	0,02588	$[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
Difusividade Térmica (α_{ar})	$2,208 \times 10^{-5}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Viscosidade Cinemática (ν_{ar})	$1,608 \times 10^{-5}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Número de Prandtl (Pr)	0,7282	-

Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2007).

3.1.3. Trocas de Calor por Radiação de Ondas Longas Externa

Radiação de onda curta é a radiação proveniente do sol em comprimentos de onda que variam entre 0,3 e $3\mu m$. Já a radiação de onda longa é aquela que apresenta um comprimento de onda maior que $3\mu m$ e suas fontes de temperatura estão mais próximas das temperaturas comuns na Terra. (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Segundo González (2002), o céu pode ser considerado como um corpo negro à uma temperatura efetiva $T_{céu}$, onde essa temperatura pode ser calculada através da aplicação de uma emissividade para o céu em função da temperatura do ar conforme equações abaixo.

$$\sigma T_{céu}^4 = \sigma \varepsilon_{céu} T_{bs}^4 \quad (3.12)$$

Onde, conclui-se que.

$$T_{céu} = \varepsilon_{céu}^{1/4} \cdot T_{bs} \quad (3.13)$$

Segundo Levinson (1997), a emissividade do céu pode ser calculada através da densidade de vapor à temperatura do ar seco conforme equação (3.14).

$$\varepsilon_{céu} = 1,56 \cdot \rho_{va}^{1/7} \quad (3.14)$$

Onde,

$T_{céu}$ é a temperatura efetiva do céu (K).

T_{bs} é a temperatura de bulbo seco do ar (K).

σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} (W / (m^2 \cdot K^4))$).

$\varepsilon_{céu}$ é a emissividade do céu.

ρ_{va} é a densidade de vapor de água à temperatura de bulbo seco (kg/m^3).

Através da carta psicrométrica, é possível entrar com os dados de temperatura de bulbo seco $T_{bs} = 30^\circ C$ (303,15 K) e temperatura de bulbo úmido $T_{bu} = 24^\circ C$ (297,15 K) e retirar o dado de umidade específica do ar (ω) e volume específico do ar seco (v_e).

$$\omega = 0,016 \frac{kg \text{ de vapor}}{kg \text{ de ar seco}} \quad (3.15)$$

$$v_e = 0,88 \frac{m^3}{kg \text{ de ar seco}} \quad (3.16)$$

Logo, a densidade de vapor pode ser obtida através da equação a seguir.

$$\rho_{va} = \frac{\omega}{v_e} = 0,01818 \frac{kg \text{ de vapor}}{m^3} \quad (3.17)$$

Substituindo o valor da equação (3.17) na (3.14), é possível obter o valor da emissividade do céu.

$$\varepsilon_{céu} = 0,88 \quad (3.18)$$

Portanto, com a emissividade do céu estimada e substituindo o valor encontrado na equação (3.18) na equação (3.13), e utilizando o valor de $T_{bs} = 30^\circ C$ (303,15 K) é possível encontrar a temperatura efetiva do céu.

$$T_{céu} = 20,45^\circ C \text{ (293,6 K)} \quad (3.19)$$

Com a temperatura de céu corrigida e aproximado à um corpo negro, é possível utilizar a equação de troca líquida de calor por radiação (Adaptada de INCROPERA *et al.*, 2015). Para utilizar essa equação, se faz necessário saber a emissividade da telha de fibrocimento utilizada no telhado, onde foi possível obter o valor de $\varepsilon_{telha} = 0,93$ (BRASILIT, 2019).

$$Q_{rad} = \sigma A (\varepsilon_{telha} T_{s1}^4 - T_{céu}^4) \quad (3.20)$$

Onde,

A é a área do telhado (m^2).

ε_{telha} é a emissividade da telha de fibrocimento.

T_{s1} é a temperatura da superfície externa (K).

$T_{céu}$ é a temperatura de céu efetiva (K).

3.1.4. Trocas de Calor por Condução

Como a radiação incide na superfície superior do telhado, é esperado que esta aumente sua temperatura ficando maior que a temperatura da superfície interna, dessa forma ocorrerá uma condução na telha entre a superfície externa e a interna.

Como essa condução depende das temperaturas das superfícies, da espessura da telha e do material, sendo esse o fibrocimento, foi necessário obter a condutividade térmica do fibrocimento. Segue uma tabela com os dados para o material da telha.

Tabela 8 - Dados da telha de fibrocimento.

Densidade (ρ_{telha})	1900	[kg/m ³]
Condutividade Térmica (k_{telha})	0,95	[W/(m · K)]
Espessura da telha (L_{telha})	0,007	[m]
Calor Específico (c_{telha})	0,84	[kJ/(kg · K)]

Fonte: Adaptado da NBR 15220-3 (ABNT, 2005).

Logo, com os dados da tabela 8, pode-se aplicar a Lei de Fourier no interior da telha conforme equação a seguir (Adaptado de INCROPERA *et al.*, 2015).

$$Q_{cond} = \frac{k_{telha} A (T_{s1} - T_{s2})}{L_{telha}} \quad (3.21)$$

Onde,

Q_{cond} é a condução interna na telha.

T_{s1} é a temperatura da superfície externa.

T_{s2} é a temperatura da superfície interna.

3.1.5. Trocas de Calor por Radiação de Ondas Longas Interna

As trocas de calor que ocorrem no interior do ambiente ocorrem principalmente devido à radiação emitida pela superfície interna, dessa forma quanto maior a temperatura interna da telha, maior a quantidade de calor recebida pelos ocupantes do laboratório.

Como a seção 3.1. busca inicialmente estimar a temperatura interna da telha e a quantidade de calor que chega ao ambiente para posteriormente calcular e comparar com o modelo teórico acrescido da evaporação, a temperatura interna do ambiente necessitou de ser estimada, sendo ela inicialmente igual à $T_{int} = 28^\circ\text{C}$ (301,15 K).

Logo, a troca líquida de radiação interna é dada pela equação (3.22) adaptada.

$$Q_{rad_int} = \sigma A(\varepsilon_{telha} T_{s2}^4 - T_{int}^4) \quad (3.22)$$

Portanto, o programa de cálculo resolverá o sistema formado pelas equações (3.2) e (3.3) até convergir para os valores das temperaturas externas e internas da telha.

Segue o sistema abaixo.

$$\begin{cases} Q_{abs} = Q_{rad} + Q_{conv} + Q_{cond} \\ Q_{cond} = Q_{rad_int} \end{cases} \quad (3.23)$$

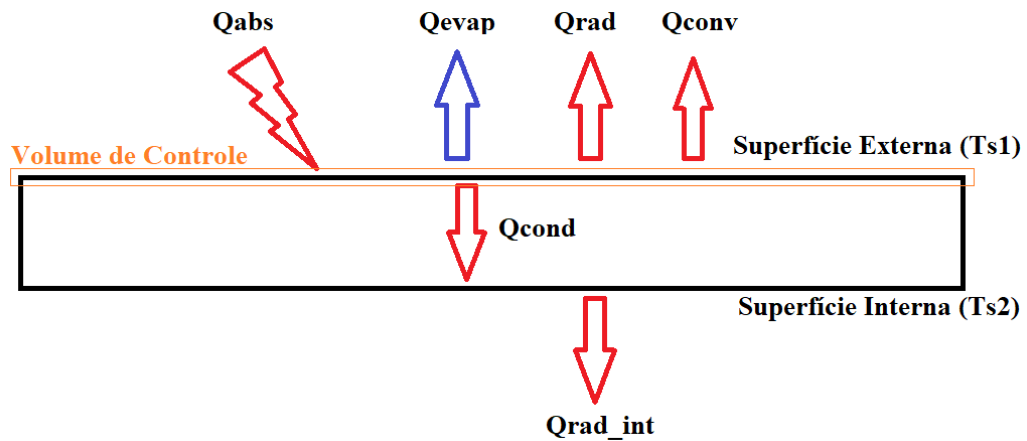
3.2. Modelo Teórico com Evaporação

Analogamente ao modelo sem a parcela de evaporação, foi realizado um volume de controle na superfície superior da telha, dessa vez acrescida da troca de calor por evaporação.

Esse modelo agora apresenta o ganho de calor pela absorção, as trocas de calor por radiação de ondas longas, convecção forçada externa, condução interna e as perdas de calor pela evaporação da água.

A seguir encontra-se a figura 13 que representa o volume de controle onde será realizado o balanço de energia.

Figura 15 – Modelo teórico proposto com os efeitos da evaporação (Superfície Externa).



Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

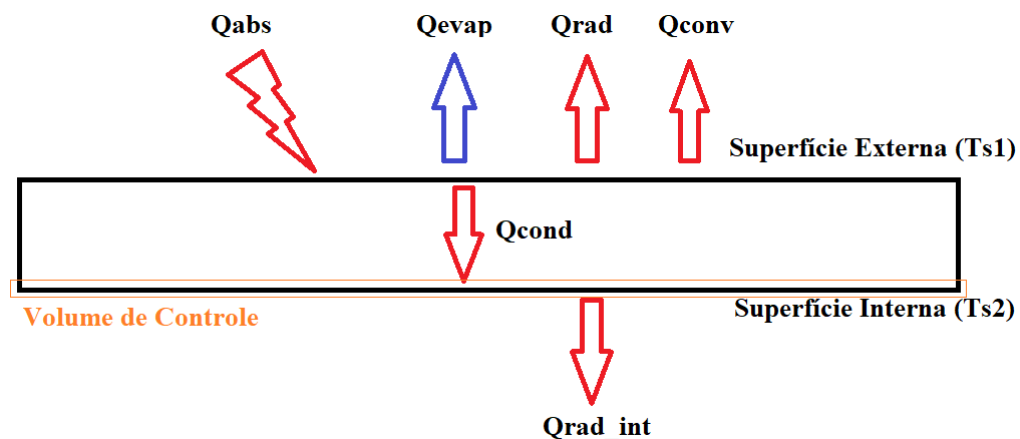
A aplicação de um balanço de energia no volume de controle representado na figura 13, resulta em uma equação onde toda a energia que entra na forma de calor é igual à energia que sai do volume de controle, como também não existe energia interna gerada nem energia acumulada, o balanço de energia fica conforme a seguir.

$$Q_{abs} = Q_{rad} + Q_{conv} + Q_{cond} + Q_{evap} \quad (3.24)$$

As formulações de cada parcela da equação (3.24), exceto da parcela de evaporação, já foram demonstradas na seção anterior e seguem de forma inalterada.

O volume de controle em torno da superfície interna mantém-se também inalterado, sendo representado na imagem a seguir.

Figura 16 - Modelo teórico proposto com os efeitos da evaporação (Superfície Interna).



Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Portanto, como não foi alterado o balanço de energia, segue o equacionamento do volume de controle da superfície interna a seguir.

$$Q_{cond} = Q_{rad_int} \quad (3.25)$$

Logo, o programa de cálculo solucionará o sistema de equações conforme a equação (3.26), diferenciando do modelo anterior apenas pelo acréscimo da parcela de evaporação.

$$\begin{cases} Q_{abs} = Q_{rad} + Q_{conv} + Q_{cond} + Q_{evap} \\ Q_{cond} = Q_{rad_int} \end{cases} \quad (3.26)$$

3.2.1. Troca de Calor por Evaporação

Como visto nas seções (2.2.1.) a (2.2.3.), as trocas de calor devido à evaporação ocorrem pela retirada de energia na forma de calor para a água evaporar, essa energia de mudança de fase é chamada de calor latente de vaporização e é igual à $c_L = 2257 \text{ kJ/kg}$.

A quantidade de calor retirado pela evaporação, é dada pela equação (3.27), onde esta depende do fluxo de massa de água evaporado e do calor latente de vaporização. Segue abaixo a equação para cálculo da quantidade de calor retirado na evaporação.

$$Q_{evap} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_L \quad (3.27)$$

Onde,

Q_{evap} é a quantidade de calor retirado (W).

\dot{m}_{H_2O} é a quantidade de massa de água evaporada (kg/s).

c_L é o calor latente de vaporização da água (kJ/kg).

A taxa de evaporação de uma superfície molhada pode ser estimada a partir da equação (3.26) (GONZÁLEZ, 1997 *apud* RORIZ, 2007).

$$T_e = 0,003 \cdot (P_{\text{saturação}} - P_{\text{vapor}}) \cdot (1 + 0,38V_v) \quad (3.28)$$

Onde,

T_e é a taxa de evaporação ($m^3/(m^2 \cdot dia)$).

$P_{\text{saturação}}$ é a pressão de saturação (kPa).

P_{vapor} é a pressão parcial de vapor d'água (kPa).

V_v é a velocidade do vento (m/s).

A partir da equação (3.28) com algumas manipulações de unidades, chega-se à equação (3.31) a seguir.

$$T_e = \left[\frac{m^3}{(m^2 \cdot dia)} \right] \cdot \left[\frac{dia}{24h} \right] \cdot \left[\frac{1h}{60min} \right] \cdot \left[\frac{1min}{60s} \right] = \left[\frac{m^3}{(m^2 \cdot s)} \right] \quad (3.29)$$

Ficando a equação da forma a seguir.

$$T_e = \frac{0,003 \cdot (P_{\text{saturação}} - P_{\text{vapor}}) \cdot (1 + 0,38V_v)}{(24 \cdot 60 \cdot 60)} \quad (3.30)$$

$$T_e = \frac{0,003 \cdot (P_{\text{saturação}} - P_{\text{vapor}}) \cdot (1 + 0,38V_v)}{(86.400)} \quad (3.31)$$

Onde,

T_e é a taxa de evaporação volumétrica em ($m^3/(m^2 \cdot s)$).

Portanto, considerando que toda a área do telhado fique molhada, basta multiplicar a equação (3.31) pela área e resultará no volume de água evaporado por segundo em todo o telhado. Logo, considerando a temperatura da água igual à temperatura do ar seco ($T_{H2O} = T_{bs}$). A densidade da água à 30°C (303,15 K) é de $\rho_{H2O} = 996,0 (kg/m^3)$ (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Logo, o fluxo mássico de água evaporada é dado pela equação (3.32).

$$\dot{m}_{H2O} = T_e \rho_{H2O} A \quad (3.32)$$

Onde,

\dot{m}_{H_2O} é o fluxo mássico de água evaporada (kg/s).

T_e é a taxa de evaporação volumétrica da água ($m^3/(m^2 \cdot s)$).

ρ_{H_2O} é a densidade da água (kg/m^3).

A é a área do telhado molhado (m^2).

Com os valores de calor latente de vaporização da água e o fluxo mássico de água que evapora, é possível calcular a equação (3.27) que resulta na quantidade de calor retirado do telhado pela evaporação da água.

Conforme início da seção, agora é possível utilizar o sistema de equações (3.26) no programa e calcular os valores das temperaturas externa e interna do telhado do laboratório, tanto com evaporação como sem evaporação.

Os programas de cálculo encontram-se nos apêndices A e B.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Através da metodologia demonstrada na seção 3, e utilizando os programas para calcular as temperaturas da superfície externa e interna do laboratório, os resultados foram conforme esperados, onde as temperaturas externas e interna do telhado com o acréscimo da evaporação ficaram menores que as temperaturas sem evaporação.

Abaixo encontra-se a nomenclatura das siglas utilizadas nos gráficos e tabelas desta seção.

Text – Temperatura da superfície externa sem evaporação [$^{\circ}\text{C}$].

Tint – Temperatura da superfície interna sem evaporação [$^{\circ}\text{C}$].

Text_EV – Temperatura da superfície externa com evaporação [$^{\circ}\text{C}$].

Tint_EV – Temperatura da superfície interna com evaporação [$^{\circ}\text{C}$].

T_lab – Temperatura interna do laboratório [$^{\circ}\text{C}$].

T_ar – Temperatura de bulbo seco do ar atmosférico [$^{\circ}\text{C}$].

Já as siglas utilizadas para os fluxos de calor são.

Qabs – Calor absorvido pelo telhado [W].

Qrad – Trocas de calor por radiação de ondas longas externa [W].

Qconv – Trocas de calor por convecção [W].

Qcond – Trocas de calor que ocorrem no interior da telha [W].

Qrad_int – Trocas de calor por radiação de ondas longas interna [W].

Qrad_EV – Trocas de calor por radiação de ondas longas externa com evaporação [W].

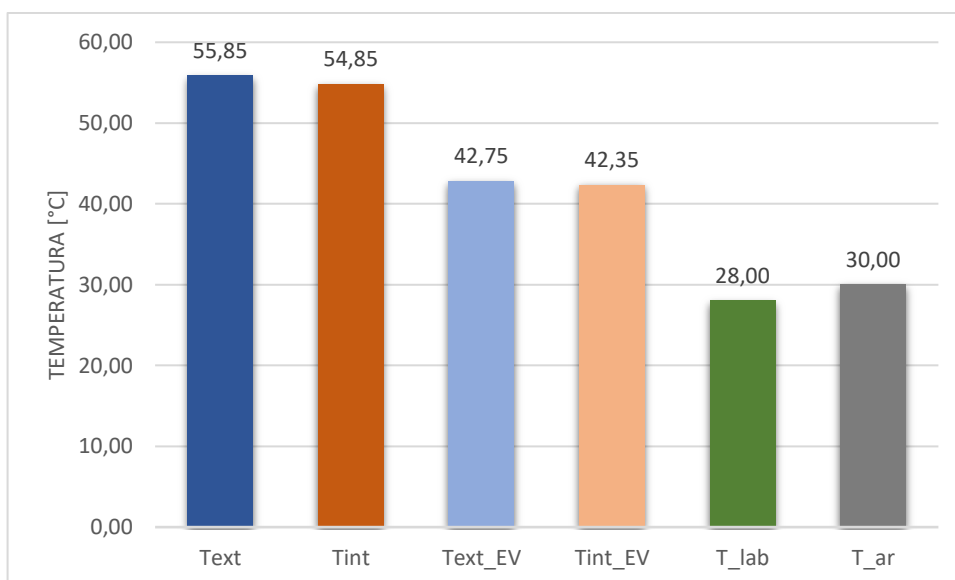
Qconv_EV – Trocas de calor por convecção com evaporação [W].

Qcond_EV – Trocas de calor que ocorrem no interior da telha com evaporação [W].

Qrad_int_EV – Trocas de calor por radiação de ondas longas interna com evaporação [W].

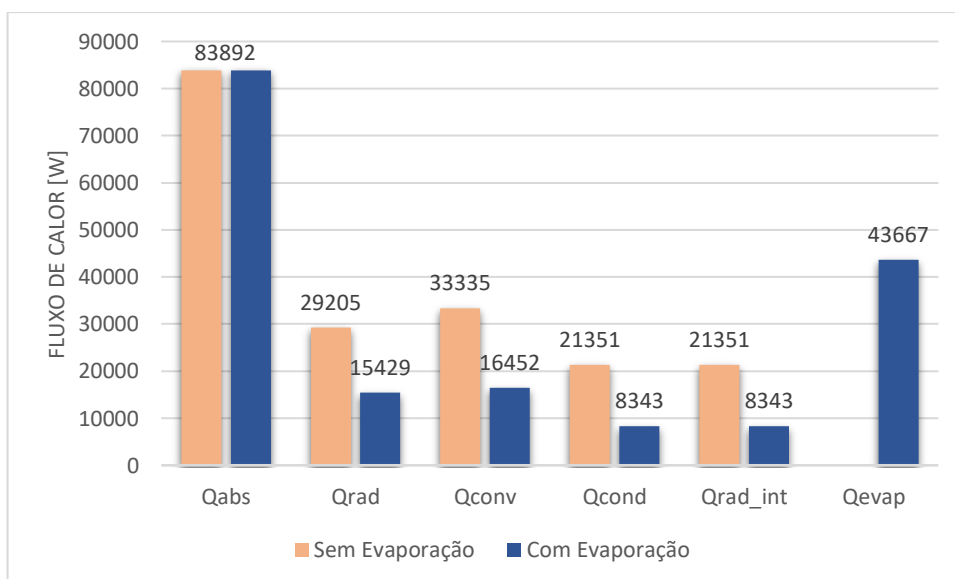
Para a condição atual do problema, onde a absortividade da telha é de 50%, temperatura de bulbo seco do ar em 30°C (303,15 K) e estimando para conforto a temperatura interna do laboratório máxima de 28°C (301,15 K), os resultados obtidos para as temperaturas da superfície encontram-se no gráfico 1.

Onde é possível observar uma diferença de apenas 1°C entre as superfícies do telhado quando não estão sobre o processo de evaporação e uma redução de $13,1^{\circ}\text{C}$ na superfície externa e $12,5^{\circ}\text{C}$ na superfície interna ao aplicar a aspersão e evaporação da água.

Gráfico 1 - Temperaturas da superfície com e sem evaporação para $\alpha = 0,5$.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Os fluxos de calor para a mesma situação, tanto sem o processo de evaporação quanto com o processo de evaporação encontram-se no gráfico 2 a seguir.

Gráfico 2 - Comparativo dos fluxos de calor com e sem evaporação com $\alpha = 0,5$.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

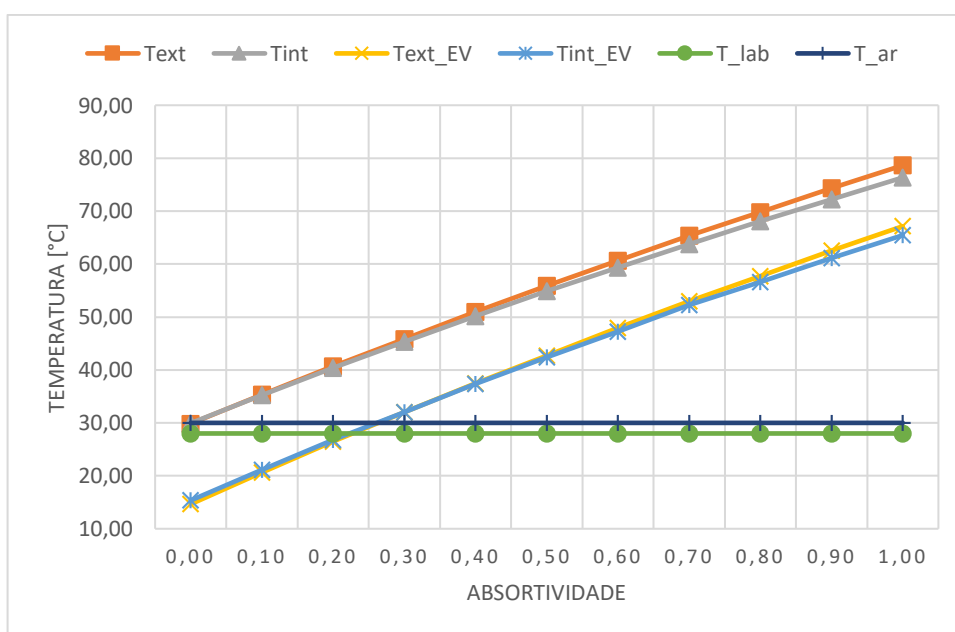
É possível observar que, por mais que a quantidade de calor absorvida pela telha continue a mesma, os fluxos de calor para o interior do laboratório são reduzidos em

aproximadamente 61% (Q_{cond} e $Q_{\text{rad-int}}$), isso ocorre em consequência do calor retirado pela evaporação da água na superfície da telha. Anteriormente, 21.351W de energia na forma de calor chegava ao laboratório, após a aspersão de água no telhado e consequente evaporação, “apenas” 8.343W continua chegando.

Para melhor análise de como funciona o processo de trocas de calor no telhado e ter um melhor entendimento, decidiu-se por refazer os cálculos variando a absorptividade (α) da telha e consequentemente sua refletividade (ρ), que são propriedades de extrema importância que reagem à radiação solar incidente.

Portanto, o gráfico 3 e a tabela 9 mostram como as temperaturas reagem à variação da absorptividade e consequentemente à refletividade, destacando na tabela 9 a propriedade da telha do laboratório.

Gráfico 3 - Variação das temperaturas em função da absorptividade da telha.



Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

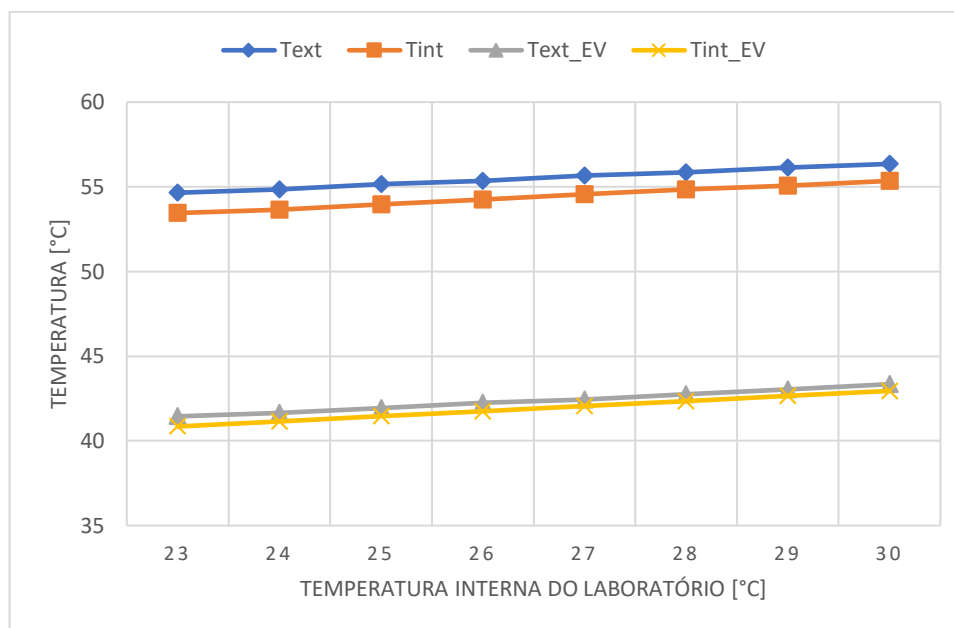
Tabela 9 - Variação das temperaturas em função da absortividade da telha [°C].

Absortividade (Refletividade)	Text	Tint	Text_EV	Tint_EV	T_lab	T_ar
0,00 (1,00)	29,85	29,95	14,65	15,35	28,00	30,00
0,10 (0,90)	35,35	35,25	20,65	21,15	28,00	30,00
0,20 (0,80)	40,65	40,35	26,45	26,75	28,00	30,00
0,30 (0,70)	45,85	45,35	32,05	32,05	28,00	30,00
0,40 (0,60)	50,95	50,15	37,45	37,35	28,00	30,00
0,50 (0,50)	55,85	54,85	42,75	42,35	28,00	30,00
0,60 (0,40)	60,65	59,35	47,95	47,25	28,00	30,00
0,70 (0,30)	65,35	63,75	52,95	52,25	28,00	30,00
0,80 (0,20)	69,85	68,05	57,75	56,65	28,00	30,00
0,90 (0,10)	74,35	72,25	62,55	61,15	28,00	30,00
1,00 (0,00)	78,65	76,35	67,15	65,45	28,00	30,00

Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Ao analisar os dados da tabela 9, constata-se que, por mais que não existam materiais com absortividade nula ($\alpha = 0$) e consequentemente uma refletividade unitária ($\rho = 1$), as temperaturas externa e interna da telha atingiram patamares abaixo das temperaturas interna do laboratório e temperatura de bulbo seco do ar, chegando a retirar calor do ambiente interno quando sob aspersão ($0,00 \leq \alpha \leq 0,20$). Veja também a tabela 12.

Outra informação que pode variar é a temperatura interna do laboratório, para o trabalho foi escolhido uma temperatura máxima de 28°C, mas para ter uma noção de como essa temperatura interna afeta nas temperaturas superficiais da telha, foi realizado uma nova interação para várias temperaturas internas diferentes, sendo mostrado no gráfico 4 a seguir.

Gráfico 4 - Comportamento das temperaturas superficiais da telha em função da temperatura interna $\alpha = 0,5$.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Na tabela 10 encontra-se os dados utilizados para elaboração do gráfico 4, e nela é possível ter uma noção maior em termos de valores.

Tabela 10 - Comportamento das temperaturas superficiais da telha em função da temperatura interna [°C].

T_lab	Text	Tint	Text_EV	Tint_EV
23	54,65	53,45	41,45	40,85
24	54,85	53,65	41,65	41,15
25	55,15	53,95	41,95	41,45
26	55,35	54,25	42,25	41,75
27	55,65	54,55	42,45	42,05
28	55,85	54,85	42,75	42,35
29	56,15	55,05	43,05	42,65
30	56,35	55,35	43,35	42,95

Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Logo, ao analisar a tabela 10 e o gráfico 4, é possível concluir que mesmo para uma variação de 7°C na temperatura interna do laboratório, pouco se alterou nas temperaturas superficiais, chegando a uma variação máxima de 2,1°C na temperatura superficial interna da telha sob aspersão.

Da mesma forma que se decidiu por analisar como as temperaturas reagiriam à variação da absorvidade, foi realizado o mesmo para os fluxos de calor onde, cada fluxo foi calculado por interação para cada absorvidade e observado como eles se comportam.

A tabela 11 a seguir, mostra o comportamento dos fluxos de calor sem aspersão de água.

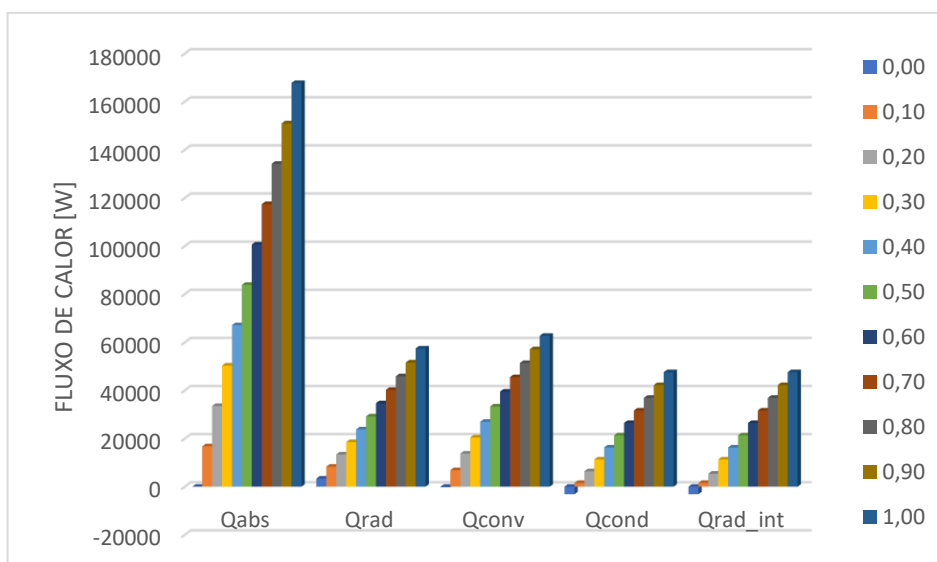
Tabela 11 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absorvidade sem evaporação [W].

Absorvidade (Refletividade)	Qabs	Qrad	Qconv	Qcond	Qrad_int
0,00 (1,00)	0,0	3392,0	-242,0	-3150,0	-3150,0
0,10 (0,90)	16778,0	8332,0	6865,0	1582,0	1582,0
0,20 (0,80)	33557,0	13388,0	13765,0	6403,0	5403,0
0,30 (0,70)	50335,0	18556,0	20470,0	11309,0	11309,0
0,40 (0,60)	67113,0	23830,0	26990,0	16293,0	16293,0
0,50 (0,50)	83892,0	29205,0	33335,0	21351,0	21351,0
0,60 (0,40)	100670,0	34677,0	39515,0	26478,0	26478,0
0,70 (0,30)	117448,0	40242,0	45538,0	31669,0	31669,0
0,80 (0,20)	134227,0	45895,0	51411,0	36920,0	36920,0
0,90 (0,10)	151005,0	51634,0	57143,0	42228,0	42228,0
1,00 (0,00)	167783,0	57455,0	62740,0	47588,0	47588,0

Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Para melhor visualização de como os fluxos de calor sem aspersão de água se comportam em função da absorvidade, segue abaixo o gráfico 4, onde a legenda do lado direito do gráfico mostra as absorvidades.

Gráfico 5 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absorvidade sem evaporação.



Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

A partir da tabela 11 e do gráfico 5, observa-se que os fluxos de calor aumentam quanto maior for a absorptividade, o que era esperado, e que para $\alpha = 0$ calor chega a ser retirado do interior do ambiente.

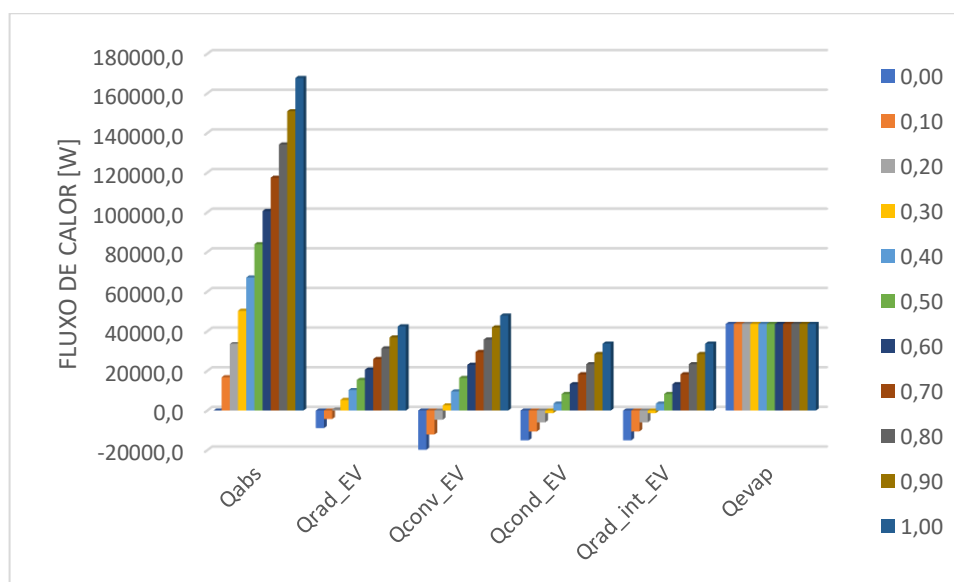
Também foi realizado a mesma análise para os fluxos de calor com aspersão de água, sendo redigido a tabela 12 e o gráfico 6 onde em conjunto facilitará a visualização dos resultados.

Tabela 12 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absorptividade com evaporação [W].

Absortividade (Refletividade)	Qabs	Qrad_EV	Qconv_EV	Qcond_EV	Qrad_int_EV	Qevap
0,00 (1,00)	0,0	-8875,0	-19798,0	-14995,0	-14995,0	43667,0
0,10 (0,90)	16778,0	-4267,0	-12093,0	-10529,0	-10529,0	43667,0
0,20 (0,80)	33557,0	473,7	-4629,0	-5955,0	-5955,0	43667,0
0,30 (0,70)	50335,0	5341,0	2608,0	-1281,0	-1281,0	43667,0
0,40 (0,60)	67113,0	10328,0	9631,0	3488,0	3488,0	43667,0
0,50 (0,50)	83892,0	15429,0	16452,0	8343,0	8343,0	43667,0
0,60 (0,40)	100670,0	20639,0	23083,0	13281,0	13281,0	43667,0
0,70 (0,30)	117448,0	25954,0	29532,0	18295,0	18295,0	43667,0
0,80 (0,20)	134227,0	31368,0	35811,0	23381,0	23381,0	43667,0
0,90 (0,10)	151005,0	36878,0	41927,0	28533,0	28533,0	43667,0
1,00 (0,00)	167783,0	42478,0	47889,0	33749,0	33749,0	43667,0

Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Gráfico 6 - Comportamento dos fluxos de calor em função da absorptividade com evaporação.



Fonte: Elaborado pelo Autor (2019).

Conforme esperado, os fluxos de calor existentes no modelo teórico sem evaporação (Q_{rad} , Q_{cond} , Q_{conv} e Q_{rad_int}), são maiores que os mesmo que ocorrem no modelo com evaporação, isso devido o fluxo de calor retirado do volume de controle pela evaporação da água.

O fluxo de calor devido à evaporação é constante para qualquer absortividade pois este não varia com ela, como o método para calcular é dado pela equação (3.27) que depende apenas da massa de água evaporada e do calor latente de vaporização, este mantém-se constante conforme esperado.

5. CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Com o objetivo de buscar uma economia nos sistemas de refrigeração ou até mesmo chegar ao conforto térmico diretamente, os sistemas de refrigeração evaporativa indireta podem ser uma boa alternativa, mesmo onde o clima aparenta não ser tão propício.

Através dos resultados obtidos conclui-se que mesmo para clima quente e úmido com temperatura alta e uma umidade relativa média que fique na faixa dos 60%, como em João Pessoa na Paraíba, os sistemas de refrigeração evaporativa indireta podem reduzir consideravelmente a quantidade de calor que chega até o ambiente interno, consequentemente reduzindo a carga térmica.

Para o caso em questão, onde foi estimada uma temperatura interna de 28°C (T_{lab}), as temperaturas superficiais do telhado chegaram a reduzir em aproximadamente 12°C, tanto a interna quanto a externa. Essa redução afeta diretamente o conforto dos ocupantes do ambiente por reduzir a radiação transmitida do telhado para o restante da sala.

Portanto, em uma região quente e úmida e que tenha acesso à água com facilidade e abundância, utilizar-se de um sistema de refrigeração evaporativo indireto, pode ser uma boa opção na redução da carga térmica da residência ou construção qualquer.

Já pensando no quesito ambiental, pode ser utilizado um sistema de reaproveitamento da água, onde as águas da chuva são armazenadas ou até mesmo a água que não evapora durante a aspersão no telhado, e reutilizadas nos períodos de estiagem ou mais quentes, diminuindo os desperdícios e aumentando a eficiência do sistema ao utilizar mais de uma vez a mesma água.

Uma sugestão para pesquisas futuras, seria a análise econômica, tanto energética quanto financeira, entre um sistema de refrigeração comum e um sistema misto, onde existe a aspersão de água no telhado acrescido de um sistema comum de refrigeração, mas que seja de menor porte. Analisando os prós e contras de cada modelo e a qualidade da refrigeração em função do custo e consumo energético.

Pode-se avaliar também a possibilidade de desenvolver um sistema controlador para ativar a bomba, este receberia a temperatura interna da superfície do telhado e ativaria ou desativaria dependendo de qual temperatura se encontre, reduzindo ainda mais o desperdício de água e evitando gastos desnecessários de energia por evitar o uso contínuo da bomba.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **Fundamentals Handbook**. Atlanta – EUA: ASHRAE, 2017.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 15220 – 3** Desempenho térmico de edificações – Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social. Rio de Janeiro, 2005.

BRASILIT, **Telha térmica de fibrocimento**. 2019. Disponível em: <https://www.brasilit.com.br/produtos/telha-termica-fibrocimento-topcomfort?pf=Telhas%20de%20Fibrocimento&rl=/busca-produtos?fac%25B0%25D=categoria%253A8%arg_0=>> . Acesso em: 19 de junho de 2019.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 1. ed. São Paulo: AMGH, 2007.

COSTA, A. F. da. **Estudo de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando gases de exaustão de um motor de combustão para climatização de um veículo de transporte coletivo**. Monografia – Universidade Federal de Ouro Preto: Ouro Preto, 2018.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 4. ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2013.

FRANKLIN, E. M. **Introdução à radiação térmica**. 41 slides. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula_em524_pdf/aula-26.pdf>. Acesso em: 08 de abril de 2019.

FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. R. **Manual de conforto térmico**. 5. ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001.

GOMES, A. R. **Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica**. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina: Santa Catarina: 2006.

GONZÁLEZ, E. M. **Enfriamiento radiativo em edificaciones**. Universidad de Guadalajara, Guadalajara, 2002.

GONZÁLEZ, E. M. Técnicas de enfriamiento pasivo. Resultados experimentales en el clima cálido y húmedo de Maracaibo, Venezuela. **Información Tecnológica**. v. 8, n. 5, p. 99-103, 1997.

INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA – INMET. **Normais Climatológicas do Brasil**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=clima/normaisClimatologicas>>. Acesso em: 18 de junho de 2019.

LATITUDE. **Gps Coordinates**. Disponível em: <<https://latitude.to/map/br/brazil/cities/joaopessoa>>. Acesso em: 19 de junho de 2019.

LEVINSON, R. M. **Near-Ground Cooling Efficacies of Trees and High-Albedo**. Department of Mechanical Engineer. University of California. Berkeley, 1997.

REFRESCARE, **Climatizador Evaporativo**. Disponível em: <<https://www.refrescare.com.br/como-limpar-climatizador-industrial-sem-misterio/>>. Acesso em: 21 de maio de 2019.

RORIZ, V. **Refrigeração evaporativa por aspersão em telhas de fibrocimento**: Estudo teórico e experimental. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de São Carlos: São Carlos, 2007.

SOLIDWORKS. **Arquivos de ajuda Solidworks: Convecção**. Disponível em: <http://help.solidworks.com/2019/portuguese-brazilian/solidworks/cworks/c_convection.htm>. Acesso em: 25 de março de 2019.

APÊNDICE A – PROGRAMA DE CÁLCULO SEM EVAPORAÇÃO

{ PROGRAMA PARA CALCULAR O BALANÇO DE ENERGIA NA SUPERFÍCIE
DO TELHADO DE FIBROCIMENTO DO LABORATÓRIO }

{ Dados de Entrada do Ambiente }

$T_{bs} = 303,15$ [K] { Temperatura de Bulbo Seco }

$V_{vento} = 3,20$ [m/s] { Velocidade do vento }

{ Propriedades do Ar Atmosférico }

$\omega_{abs} = 0,016$ [kg/kg] { Umidade Absoluta }

$v_{especifico} = 0,88$ [m³/kg] { Volume específico do ar à 30°C e 60% }

$\rho_{vapor} = \omega_{abs}/v_{especifico}$ { Densidade de vapor de água }

{ Propriedades do Ar à 1atm e 30°C (Tabela A-9 Mec. Flu. Çengel) }

$\rho_{ar} = 1,164$ [kg/m³] { Densidade }

$k_{ar} = 0,02588$ [W/(m*K)] { Condutividade Térmica }

$\nu_{ar} = 1,608e-05$ [m²/s] { Viscosidade Cinemática }

$Pr = 0,7282$ { Número de Prandtl Adimensional }

{ Propriedades da telha de Fibrocimento }

{ NBR 15220 - 3 de 2005 (Tab. D2 e D4) }

$\rho_{telha} = 1900$ [kg/m³] { Densidade }

$k_{telha} = 0,95$ [W/(m*K)] { Condutividade Térmica }

$Ce_{telha} = 0,84$ [KJ/(kg*K)] { Calor específico }

$L_{telha} = 0,007$ [m] { Espessura }

{ Absortividade da telha fibrocimento pela BRASILIT }

$\rho_{fibrocimento} = 0,50$ { Refletividade }

$\alpha_{fibrocimento} = 1 - \rho_{fibrocimento}$ { Absortividade }

$\epsilon_{fibrocimento} = 0,93$ { Emissividade }

{ Dimensão do telhado }

$L = 15,18$ [m]

$$C = 9,79 \quad [m]$$

$$A_{\text{telhado}} = C * L$$

{Dados de Incidência Solar no plano Horizontal}

$$I_g = 1129 \quad [W/m^2] \quad \{ \text{Incidência de Radiação Solar} \}$$

{CALOR ABSORVIDO DA RADIAÇÃO SOLAR}

$$Q_{\text{abs}} = I_g * \alpha_{\text{fibrocimento}} * A_{\text{telhado}} \quad \{ Q_{\text{abs}} = I_g * \alpha * \text{Area} \}$$

{CALOR DEVIDO A CONVECÇÃO FORÇADA EXTERNA}

$$Re_L = (V_{\text{vento}} * L) / \nu_{\text{ar}} \quad \{ \text{Número de Reynolds} \}$$

$$Nusselt = 0,037 * (Re_L^{(4/5)}) * Pr^{(1/3)} \quad \{ \text{Número de Nusselt para convecção forçada} \}$$

$$h_c = (Nusselt * k_{\text{ar}}) / L \quad \{ \text{Coeficiente Convectivo Medio} \}$$

$$Q_{\text{conv}} = h_c * A_{\text{telhado}} * (T_{s1} - T_{bs}) \quad \{ \text{Trocas de calor por convecção forçada} \}$$

{TROCAS DE CALOR POR RADIAÇÃO ENTRE A SUPERFÍCIE DO TELHADO E O CÉU}

$$\epsilon_{\text{céu}} = 1,56 * (\rho_{\text{vapor}}^{(1/7)}) \quad \{ \text{Emissividade do Céu} = 1,56 * \text{densidade de vapor} \}$$

$$T_{\text{céu}} = T_{bs} * (\epsilon_{\text{céu}}^{(1/4)}) \quad \{ \text{Temperatura Efetiva de Céu} \}$$

$$\sigma_{\text{stefan}} = 5,67e-08 \quad \{ \text{Constante de Stefan-Boltzmann} \}$$

$$Q_{\text{rad}} = \sigma_{\text{stefan}} * A_{\text{telhado}} * (\epsilon_{\text{fibrocimento}} * (T_{s1}^4) - (T_{\text{céu}}^4))$$

{TROCAS DE CALOR POR CONDUÇÃO NO INTERIOR DA TELHA}

$$Q_{\text{cond}} = (k_{\text{telha}} * A_{\text{telhado}} * (T_{s1} - T_{s2})) / L_{\text{telha}}$$

{TROCA DE CALOR POR RADIAÇÃO ENTRE A SUPERFÍCIE INTERNA DA TELHA E O AMBIENTE}

$$T_{\text{int}} = 301,15 [K]$$

$$Q_{\text{rad_int}} = \sigma_{\text{stefan}} * A_{\text{telhado}} * (\epsilon_{\text{fibrocimento}} * (T_{s2}^4) - T_{\text{int}}^4)$$

{BALANÇO DE ENERGIA NA SUPERFÍCIE INFERIOR}

$$Q_{\text{rad_int}} = Q_{\text{cond}}$$

{BALANÇO DE ENERGIA NA SUPERFÍCIE SUPERIOR}

$$Q_{\text{abs}} = Q_{\text{rad}} + Q_{\text{conv}} + Q_{\text{cond}}$$

APÊNDICE B – PROGRAMA DE CÁLCULO COM EVAPORAÇÃO

{ PROGRAMA PARA CALCULAR O BALANÇO DE ENERGIA NA SUPERFÍCIE
DO TELHADO DE FIBROCIMENTO DO LABORATÓRIO }

{ _____ COM EVAPORAÇÃO _____ }

{ Dados de Entrada do Ambiente }

$T_{bs} = 303,15$ [K] { Temperatura de Bulbo Seco }

$V_{vento} = 3,20$ [m/s] { Velocidade do vento }

{ Propriedades do Ar Atmosférico }

$\omega_{abs} = 0,016$ [kg/kg] { Umidade Absoluta }

$v_{especifico} = 0,88$ [m³/kg] { Volume específico do ar à 30°C e 60% }

$\rho_{vapor} = \omega_{abs}/v_{especifico}$ { Densidade de vapor de água }

{ Propriedades do Ar à 1atm e 30°C (Tabela A-9 Mec. Flu. Çengel) }

$\rho_{ar} = 1,164$ [kg/m³] { Densidade }

$k_{ar} = 0,02588$ [W/(m*K)] { Condutividade Térmica }

$\nu_{ar} = 1,608e-05$ [m²/s] { Viscosidade Cinemática }

$Pr = 0,7282$ { Número de Prandtl Adimensional }

{ Propriedades da telha de Fibro-cimento }

{ NBR 15220 - 3 de 2005 (Tab. D2 e D4) }

$\rho_{telha} = 1900$ [kg/m³] { Densidade }

$k_{telha} = 0,95$ [W/(m*K)] { Condutividade Térmica }

$Ce_{telha} = 0,84$ [KJ/(kg*K)] { Calor específico }

$L_{telha} = 0,007$ [m] { Espessura }

{ Absortividade da telha fibrocimento pela BRASILIT }

$\rho_{fibrocimento} = 0,50$ { Refletividade }

$\alpha_{fibrocimento} = 1 - \rho_{fibrocimento}$ { Absortividade }

$\epsilon_{fibrocimento} = 0,93$ { Emissividade }

{ Dimensão do telhado }

$$L = 15,18 \quad [\text{m}]$$

$$C = 9,79 \quad [\text{m}]$$

$$A_{\text{telhado}} = C * L$$

{Dados de Incidência Solar no plano Horizontal}

$$I_g = 1129 \quad [\text{W/m}^2] \quad \{\text{Incidência de Radiação Solar}\}$$

{CALOR ABSORVIDO DA RADIAÇÃO SOLAR}

$$Q_{\text{abs}} = I_g * \alpha_{\text{fibrocimento}} * A_{\text{telhado}} \quad \{Q_{\text{abs}} = I_g * \alpha * \text{Area}\}$$

{CALOR DEVIDO A CONVECÇÃO FORÇADA EXTERNA}

$$\text{Re}_L = (V_{\text{vento}} * L) / \nu_{\text{ar}} \quad \{\text{Número de Reynolds}\}$$

$$\text{Nusselt} = 0,037 * (\text{Re}_L^{(4/5)}) * \text{Pr}^{(1/3)} \quad \{\text{Número de Nusselt para convecção forçada}\}$$

$$h_c = (\text{Nusselt} * k_{\text{ar}}) / L \quad \{\text{Coeficiente Convectivo Medio}\}$$

$$Q_{\text{conv}} = h_c * A_{\text{telhado}} * (T_{s1} - T_{bs}) \quad \{\text{Trocas de calor por convecção forçada}\}$$

{TROCAS DE CALOR POR RADIAÇÃO ENTRE A SUPERFÍCIE DO TELHADO E O CÉU}

$$\epsilon_{\text{céu}} = 1,56 * (\rho_{\text{vapor}}^{(1/7)}) \quad \{\text{Emissividade do Céu} = 1,56 * \text{densidade de vapor}\}$$

$$T_{\text{céu}} = T_{bs} * (\epsilon_{\text{céu}}^{(1/4)}) \quad \{\text{Temperatura Efetiva de Céu}\}$$

$$\sigma_{\text{stefan}} = 5,67e-08 \quad \{\text{Constante de Stefan-Boltzmann}\}$$

$$Q_{\text{rad}} = \sigma_{\text{stefan}} * A_{\text{telhado}} * (\epsilon_{\text{fibrocimento}} * (T_{s1}^4) - (T_{\text{céu}}^4))$$

{TROCAS DE CALOR POR CONDUÇÃO NO INTERIOR DA TELHA}

$$Q_{\text{cond}} = (k_{\text{telha}} * A_{\text{telhado}} * (T_{s1} - T_{s2})) / L_{\text{telha}}$$

{TROCA DE CALOR POR RADIAÇÃO ENTRE A SUPERFÍCIE INTERNA DA TELHA E O AMBIENTE}

$$T_{\text{int}} = 301,15 \quad [\text{K}] \quad \{\text{Temperatura Interna à } 28^{\circ}\text{C}\}$$

$$Q_{rad_int} = \sigma_{stefan} * A_{telhado} * (\epsilon_{fibrocimento} * (T_{s2}^4) - T_{int}^4)$$

{ PERDAS DE CALOR DEVIDO À EVAPORAÇÃO DA ÁGUA NO TELHADO }

$$Cl_{evap} = 2257e03 \text{ [J/kg]}$$

$$\rho_{H2O} = 996 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad \{\text{Densidade da água à } 30^\circ\text{C}\}$$

$$P_{sat} = 4,2469 \text{ [kPa]} \quad \{\text{Pressão de saturação}\}$$

$$P_{vapor} = 2,54814 \text{ [kPa]} \quad \{\text{Pressão de vapor}\}$$

$$T_{evap} = (0,003 * (P_{sat} - P_{vapor}) * (1 + (0,38 * V_{vento}))) / (86400) \quad \{\text{Taxa de evaporação volumétrica}\}$$

$$m_{H2O} = T_{evap} * \rho_{H2O} * A_{telhado} \quad \{\text{Fluxo mássico de evaporação da água}\}$$

$$Q_{evap} = m_{H2O} * Cl_{evap}$$

{ BALANÇO DE ENERGIA NA SUPERFÍCIE INFERIOR }

$$Q_{rad_int} = Q_{cond}$$

{ BALANÇO DE ENERGIA NA SUPERFÍCIE SUPERIOR }

$$Q_{abs} = Q_{rad} + Q_{conv} + Q_{cond} + Q_{evap}$$